



Universitatea *Transilvania* din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

**CALCULUL ŞI CONSTRUCŢIA CUPLAJELOR CU
FUNCTII MULTIPLE**

Domeniul: INGINERIE MECANICĂ

Autor: Prof. dr. ing. Ioan STROE
Universitatea TRANSILVANIA din Braşov

BRASOV, 2016

CUPRINS

ABSTRACT	4
B - 1 REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE.....	6
I. CUPLAJE SIMPLE CU FUNCȚII MULTIPLE.....	6
1. Introducere	6
2. Generarea topologică și structurală a cuplajelor elastice și de siguranță	8
2.1. Generarea topologică.....	8
2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale	10
3. Generarea constructivă și calculul de proiectare a cuplajelor elastice și de siguranță.....	16
3.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație	16
3.1.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație	17
3.1.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație	19
3.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă.....	20
3.2.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă.....	20
3.2.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă	22
3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular	23
3.3.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular	24
3.3.2. Determinarea caracteristicii elastice a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular	27
3.4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți	28
3.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial	32
3.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial	34
3.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial	39
3.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial.....	41
3.9. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role	44
3.9.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role	45
3.9.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc	46
3.9.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc cu proprietăți diferite	49
3.10. Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare.....	51
3.10.1. Calculul de dimensionarea și verificare a cuplajului cu știftului de forfecare	52

3.10.2. Calculul de dimesionarea și verificare a cuplajului elastic cu manșon de cauciuc ...	53
4. Modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță	53
4.1 Formularea problemei de modelare dinamică	54
4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului	55
4.3. Modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor	58
4.3.1. Modelarea momentului motor	58
4.3.2. Modelarea momentului rezistent	59
4.3.3. Modelarea forței din arc	59
4.4. Modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a	60
4.4.1. Precizări privind aplicarea ecuațiilor Lagrange	60
4.4.2. Modelarea forțelor de frecare pe baza metodei d'Alembert	60
4.4.3. Stabilirea ecuațiilor de mișcare și studiul acestora	60
4.5 Simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de	63
funcționare	63
4.6. Stabilirea unor concluzii privind modelarea dinamică a cuplajului elastic și de	68
siguranță	68
5. Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță	71
5.1. Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță în regim static	71
5.2. Determinări experimentale asupra caracteristicii elastice a cuplajului elastic și de	78
siguranță în regim dinamic	78
5.3. Instalație pentru încercarea statică a cuplajelor elastice și de siguranță	83
5.4. Stand pentru încercarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță	83
6. Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului	85
de torsiune și a caracteristicii elastice	85
6.1. Program de calcul pentru trasarea caracteristicii $M_t=f(\varphi)$	85
6.2. Determinări teoretice ale caracteristicii elastice ale cuplajului	86
7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță	89
7.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație	89
7.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular	90
7.4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți	93
7.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial	95
7.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice	96
dispuse axial	96
7.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial	97
7.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial	98

7.9.	Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role	98
8.	Concluzii	102
II.	SENZORI PENTRU ROBOȚI INDUSTRIALI.....	104
9.	Sistem senzorial tactil 3D	104
10.	Sistem senzorial 3D pentru determinarea de forțe și momente	108
11.	Senzor de alunecare	112
B - 2	PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI.....	114
B - 3	BIBLIOGRAFIE	124

ABSTRACT

Teza de abilitare intitulată *Calculul și construcția cuplajelor simple cu funcții multiple* prezintă contribuțiile autorului în domeniul cercetărilor teoretice, experimentale și aplicative desfășurate după obținerea titlului de doctor în anul 2000. Lucrarea este structurată pe trei secțiuni. Prima secțiune, intitulată realizări științifice și profesionale, este împărțită pe două direcții principale: prima parte cuprinde cercetări în domeniul cuplajelor mecanice privind calculul și proiectarea cuplajelor simple cu funcții multiple, iar în partea a doua se prezintă cercetări în domeniul senzorilor care au la bază principiul tensometriei electrice. Secțiunea a doua conține planuri de evoluție și dezvoltare a carierei și a treia secțiune bibliografia.

În Capitolul 1 sunt definite funcțiile simple ale cuplajelor mecanice. Prin combinarea acestor funcții se obține o clasificare a cuplajelor mecanice. Având în vedere această clasificare se prezintă modalitate de obținere a unui nou tip de cuplaj, prin combinarea funcțiilor simple, Cuplajul elastic și de siguranță.

Capitolul 2 al tezei prezintă criteriile și subcriteriile de sistematizare a cuplajelor mecanice, iar pe baza acestor criterii formulate, în continuare se trece la generarea topologică a cuplajelor mecanice. În sinteza topologică realizată, s-au identificat variante topologice noi și s-au găsit toate variantele topologice principale cunoscute. În cercerile efectuate asupra noului tip de cuplaj, cuplaj elastic și de siguranță, au fost abordate două probleme importante: propunerea unui procedeu care să permită derivarea de scheme structurale din variantele topologice obținute; identificarea și sistematizarea, pe baza procedurii propusă, a celor mai reprezentative scheme structurale utilizabile la cuplaje elastice și de siguranță.

În Capitolul 3 pornind de la rezultatele stabilite anterior se prezintă modalitatea de trecere de la schemele structurale la cele constructive. Pentru aceasta, sunt formulate principalele criterii utilizate în generarea de variante constructive dintr-o schemă structurală dată. Sunt definite criteriile de generare constructivă pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice și de siguranță. Pe baza acestor criterii, în continuare se exemplifică generarea a zece variante constructive din noua variantă de cuplaj elastic și de siguranță și calculul lor de proiectare. Pentru fiecare din cele zece variante constructive de cuplaje se elaborează schemele de calcul necesare determinării momentului de torsiune, pe care îl poate transmite cuplajul, respectiv determinarea caracteristicii elastice și de siguranță.

Capitol 4 are ca obiectiv prioritar modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță, inclus în cadrul unei transmisii mecanice. Este elaborată schema echivalentă de calcul și se propune algoritmul de analiză dinamică care cuprinde: 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. Etapa următoare o reprezintă simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de funcționare, după care sunt stabilite concluziile privind modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță.

Capitol 5 prezintă determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță. Principalele obiective ale încercării cuplajelor elastice și de siguranță urmăresc pe de o parte performanțele pe care soluțiile propuse sunt capabile să le realizeze, iar pe de altă parte verificarea modelului matematic propus pentru descrierea comportării cinematice și dinamice. Cu această ocazie se verifică oportunitatea soluției constructive și tehnologice adoptate și implicit se identifică direcțiile și soluțiile noi de utilizare. În consecință, prezentul capitol cuprinde următoarele obiective: determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță în regim static; determinări experimentale asupra caracteristicii elastice a cuplajului elastic și de siguranță în regim dinamic; stabilirea unor concluzii privind determinările experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță.

Capitolul 6 intitulat „Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice, prezintă câteva caracteristici teoretice ale cuplajului elastic și de siguranță cu tacheți plați și arcuri elicoidale de compresiune. Prin modificarea parametrilor geometrici și a rigidității, respectiv a deformației inițiale a arcurilor elicoidale de compresiune sunt generate mai multe familii de caracteristici teoretice ale cuplajului studiat.

În Capitolul 7 sunt prezentate cele zece variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță studiate. În urma realizărilor obținute în capitolele anterioare au fost elaborați algoritmi de proiectare a acestor variante constructive. În baza acestor algoritmi de proiectare, s-au proiectat și realizat câteva tipuri de cuplaje.

Capitolul 8 prezintă concluziile pentru fiecare capitol în urma studiilor elaborate. În urma analizei aspectelor privind proiectarea, influența diverșilor parametrii constructivi și de reglaj s-au formulat câteva concluzii generale

În partea a-II-a a secțiunii, intitulată „Realizări științifice și profesionale” se prezintă lucrări științifice ale autorului în domeniul senzorilor pentru robotică.

Capitolul 9 prezintă un sistem senzorial tactil 3D. Sensorii tactili au un rol important în aplicațiile pe care roboții le realizează prin prehensiune. Sistemele senzoriale tactile sunt proiectate pentru a interacționa cu obiecte de diferite forme care necesită manipularea.

Capitolul 10 prezintă sistemul senzorial pentru determinarea forțelor și momentelor pe trei direcții. Sistemul senzorial studiat prezintă modalitatea realizării structurii elementului elastic și modul de prelucrare a informației măsurate.

Capitolul 11 prezintă rolul determinării alunecării în cadrul sistemelor de prehensiune. Alunecarea dă informații despre calitatea prehensiunii. Cele două variante constructive propuse, prin structura elementelor componente, pun în evidență alunecarea pe una sau pe două direcții.

B. REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

B - 1 REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

Teza de abilitare pune în evidență activitatea științifică și profesională a autorului pe două direcții principale:

- transmisii mecanice;
- senzori pentru roboți industriali.

În prima parte, lucrarea prezintă realizările obținute de autor în perioada 1999-2015 după finalizarea tezei de doctorat. Teza de doctorat intitulată *”Contribuții teoretice și experimentale privind conceperea și modelarea unei noi clase de cuplaje cu funcții multiple. Cuplaje elastice și de siguranță”* elaborată sub coordonarea științifică a d-lui prof. dr. ing. Aurel Jula a fost susținută în 1999. Titlul științific de doctor a fost obținut în domeniul Inginerie Mecanică, domeniul fundamental Științe Inginerești.

În parte a doua vor fi prezentate realizările științifice și profesionale în domeniul senzorilor, pe care autorul le-a concretizat prin diferite aplicații practice și lucrări științifice.

I. CUPLAJE SIMPLE CU FUNCȚII MULTIPLE

1. Introducere

Cuplajele mecanice sunt organe de mașini care realizează transmiterea momentului de torsiune și a mișcării de rotație între elementele consecutive ale unei transmisii mecanice. Mișcarea de rotație se transmite fără a fi modificată.

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. [BOI 62], [CHI 81]

Cercetările efectuate au avut în vedere obținerea acelor cuplaje, 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.

În literatura de specialitate [DRĂ/178], [DRĂ/3 82], clasificarea cuplajelor a condus la definirea “funcțiile simple” ale cuplajului:

- f_0 – transmitere de mișcare, respectiv de moment de torsiune;
- f_1 – comandă a mișcării;
- f_2 – limitare de sarcină – cu sau fără întreruperea fluxului cinematic;
- f_3 – protecția împotriva vibrațiilor și șocurilor;
- f_4 – compensarea abaterilor la montaj și/sau din timpul funcționării;
- f_5 – montare paralelă sau concurentă a arborilor;
- f_6 – limitare de turație, la o turație maximă n_{max} sau minimă n_{min} ;
- f_7 – transmitere unisens a mișcării.

- Funcția f_0 este caracteristică tuturor cuplajelor, celelalte funcții putând apărea singulare sau concomitent, care formează unități simple din punct de vedere structural și care nu se mai pot diviza în unități mai simple.
- Figura 1.2 prezintă sintetic și sugestiv funcțiile simple ale cuplajelor, fiecărei laturi a unui octogon regulat, din fig. 1.2, asociindu-i-se câte una din funcțiile simple.

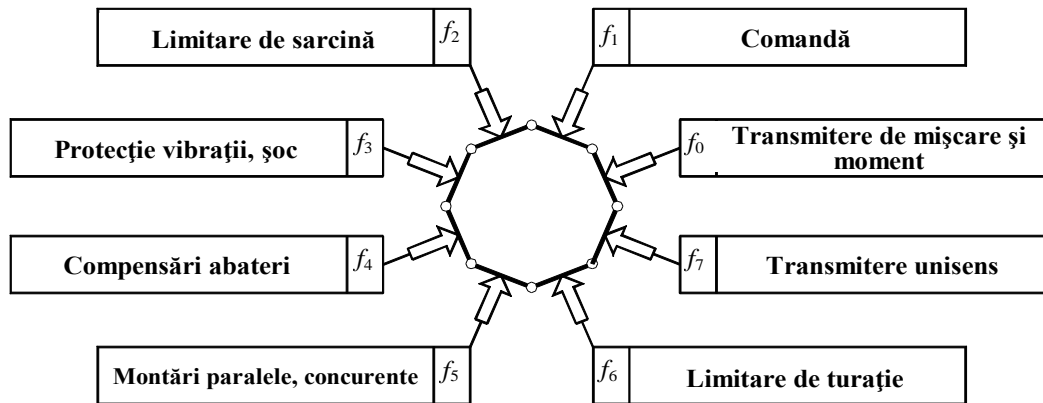


Fig. 1.1 Funcțiile simple ale cuplajelor

Prin combinarea acestor funcții se obțin cuplaje combinate care au rolul de a realiza acele funcții necesare unei funcționării corecte și la parametrii impuși prin proiect lanțului cinematic al transmisiei mecanice. Deoarece cuplajele combinate obținute au 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 mai multe grupe de funcții, în condițiile unei construcții de complexitate redusă, similară unui cuplaj simplu. [STR/8 99]

În lucrarea de doctorat elaborată și susținută în anul 1999 autor propune conceperea și modelarea unei noi clase de cuplaje cu funcții multiple. Cuplajul obținut în urma combinării funcțiilor cuplajului elastic cu funcțiile cuplajului de siguranță poartă denumirea de *Cuplaj elastic și de siguranță* în condițiile unei construcții de complexitate redusă similară unui cuplaj simplu.

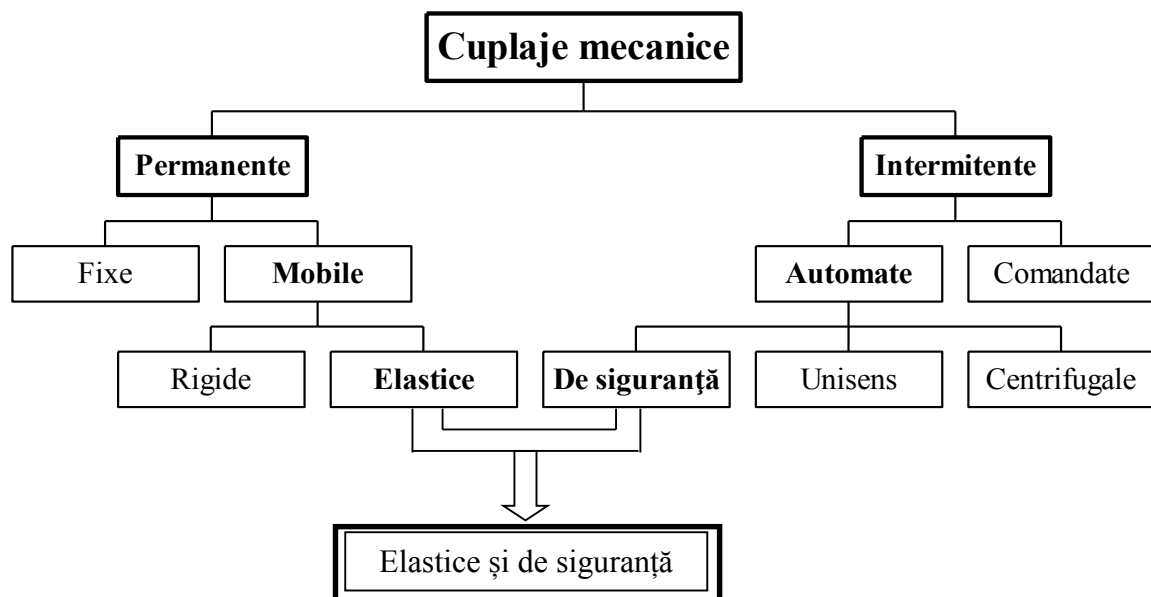


Fig. 1.2 Clasificarea cuplajelor mecanice

2. Generarea topologică și structurală a cuplajelor elastice și de siguranță

Pornind de la definiția generală a cuplajelor mecanice și ținând seama de varietatea constructivă și funcțională, specifică cuplajelor mecanice, pot fi identificate și formulate următoarele criterii și subcriterii de sistematizare, centralizate în fig. 2.1. [GAF/1 81].

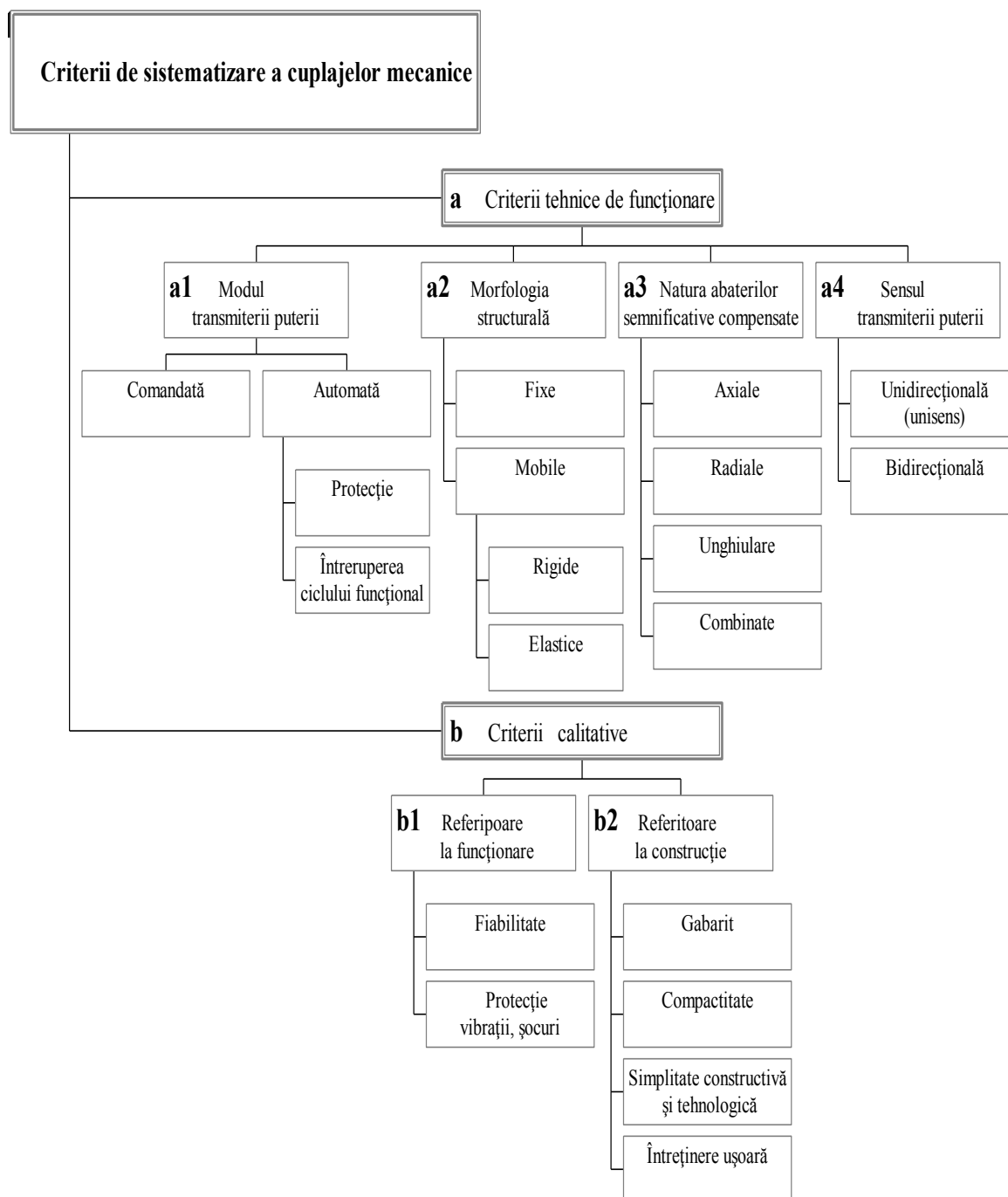


Fig. 2.1 Criterii de sistematizare a cuplajelor mecanice

2.1. Generarea topologică

Pe baza criteriilor formulate, în continuare se trece la generarea topologică a cuplajelor mecanice. Modalitatea de generare propusă include toate variantele principale de sistematizare a cuplajelor mecanice existente în literatura de specialitate [DRĂ/1 78], [DRĂ/4 82].

În sinteza topologică realizată (v. tabelul 2.1), s-au identificat variante topologice noi și s-au găsit toate variantele topologice principale cunoscute [STR/8 99].

Pornind de la variantele topologice III 19 și III 20, în cerceările efectuate asupra acestei categorii de cuplaje elastice și de siguranță, au fost abordate două probleme importante:

- propunerea unui procedeu care să permită derivarea de scheme structurale din variantele topologice obținute (III 19, III 20);
- identificarea și sistematizarea, pe baza procedurii propus, a celor mai reprezentative scheme structurale utilizabile la cuplaje elastice și de siguranță.

2.2. Procedeu de derivare a schemelor structurale

Cuplajele elastice și de siguranță sunt caracterizate prin următoarele funcții (criterii tehnice funcționale):

- fac legătura între doi arbori (cu poziție relativă fixă sau variabilă) și asigură transmiterea momentului și a mișcării de rotație între arbori (conform definiției generale);
- transmiterea puterii este întreruptă atunci când momentul rezistent depășește o valoare limită impusă; întreruperea fluxului energetic se realizează pe baza deformației unui element elastic (când deformația atinge valoarea corespunzătoare momentului limită, legătura dintre semicuplaje se întrerupe).
- Din analiza proprietăților corespunzătoare cuplajului elastic și de siguranță, o importanță deosebită revine modelării elementului elastic, astfel încât să se asigure întreruperea automată a fluxului energetic, la valoarea limită a momentului de torsiune.

Din analiza critică a mecanismelor utilizate în tehnică [DUD/1 82], [DUD/2 87], [NOR/2 09] a rezultat că mecanismul cu camă (fig. 2.2) se pretează cel mai bine cerințelor formulate anterior, astfel:

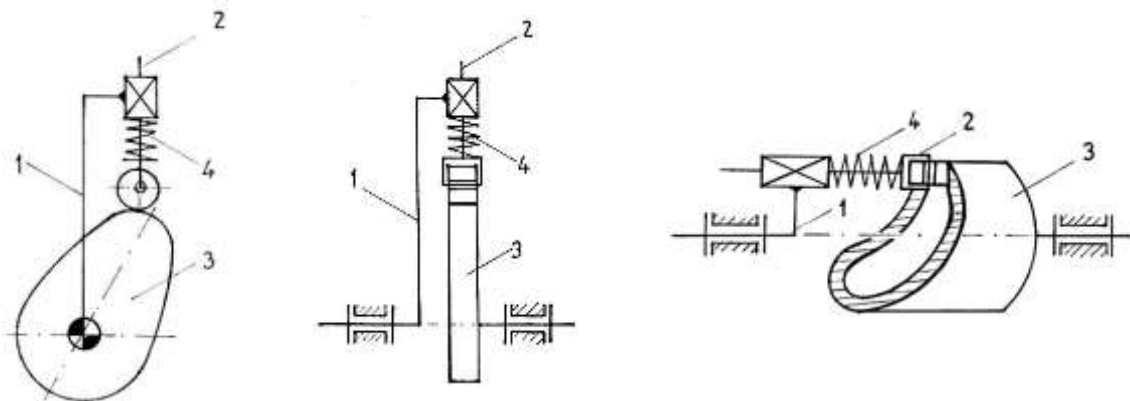


Fig. 2.2 Scheme structurale mecanisme cu camă

- elementul 1 (de legătură dintre cama 3 și tachelul 2) materializează un semicuplaj, iar celălalt semicuplaj este reprezentat de elementul camă 3;
- deplasarea relativă între arbori (dintre elementul camă 3 și elementul 1) se traduce prin deplasarea liniară și /sau unghiulară tachel-bază, prin care se materializează deformația elementului elastic 4 (arc);
- în timpul transmiterii puterii, poziția relativă dintre semicuplaje (elementul 1 și 3) rămâne invariabilă dacă momentul transmis este constant și mai mic decât momentul de torsiune limită; valoarea momentului transmis este direct măsurabilă (transpusă), prin deformația elementului elastic; dacă momentul transmis este variabil, dar inferior celui

limită, poziția relativă dintre semicuple și implicit deformațiile elementului elastic sunt de asemenea variabile;

- atingerea momentului limită corespunde deplasării maxime dintre elementele 1 și 2 și implicit deformații maxime a elementului elastic; în acest caz, semicuplele efectuează o mișcare relativă corespunzătoare unui pas (ciclu).

În generarea schemelor structurale derivate din variantele topologice III 19 și III 20 (v. tabelul 2.1), se utilizează un procedeu de derivare bazat pe folosirea mecanismelor cu camă (fig. 2.2), [STR/8 99].

Generarea propriu zisă are în vedere următoarele deziderate:

- ◆ cuplajul obținut trebuie să aibă o construcție simetrică, pentru a realiza simplu echilibrarea;
- ◆ un semicuple trebuie să conțină o camă plană de rotație multiplă (cu cel puțin două ridicături dispuse echiunghiular), sau una spațială;
- ◆ al doilea semicuple trebuie să utilizeze tacheți de translație, oscilanți sau plăți, dispuși radial, axial și echiunghiular;
- ◆ din punct de vedere al reglajului momentului de torsiune pe care să-l transmită cuplajul, pot fi realizate două variante:
 - cu reglarea inițială a pretensionării elementului elastic;
 - cu posibilitate de reglare a pretensionării fără demontarea cuplajului, funcție de momentul de torsiune transmis;
- ◆ sub aspect constructiv cuplajele elastice și de siguranță pot fi generate în patru variante principale:
 - cuplaje derivate din mecanisme cu camă propriu-zisă și tchet propriu-zis;
 - cuplaje derivate din mecanisme cu camă propriu-zisă și tchet degenerat în tchet elastic;
 - cuplaje derivate din mecanisme cu camă degenerată și tchet propriu-zis;
 - cuplaje derivate din mecanisme cu camă degenerată și tchet degenerat.

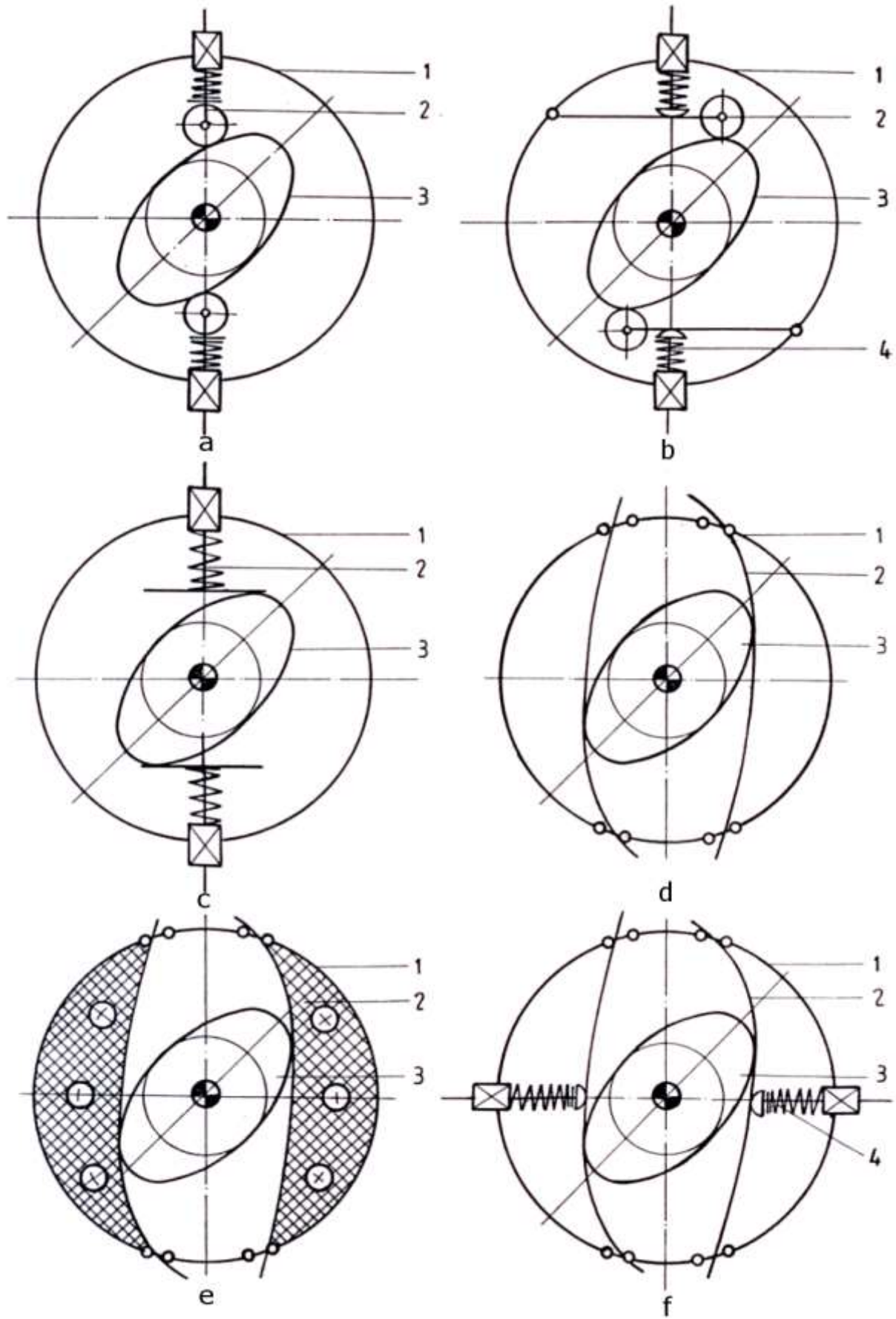


Fig. 3.1 Scheme structurale ale cuplajului

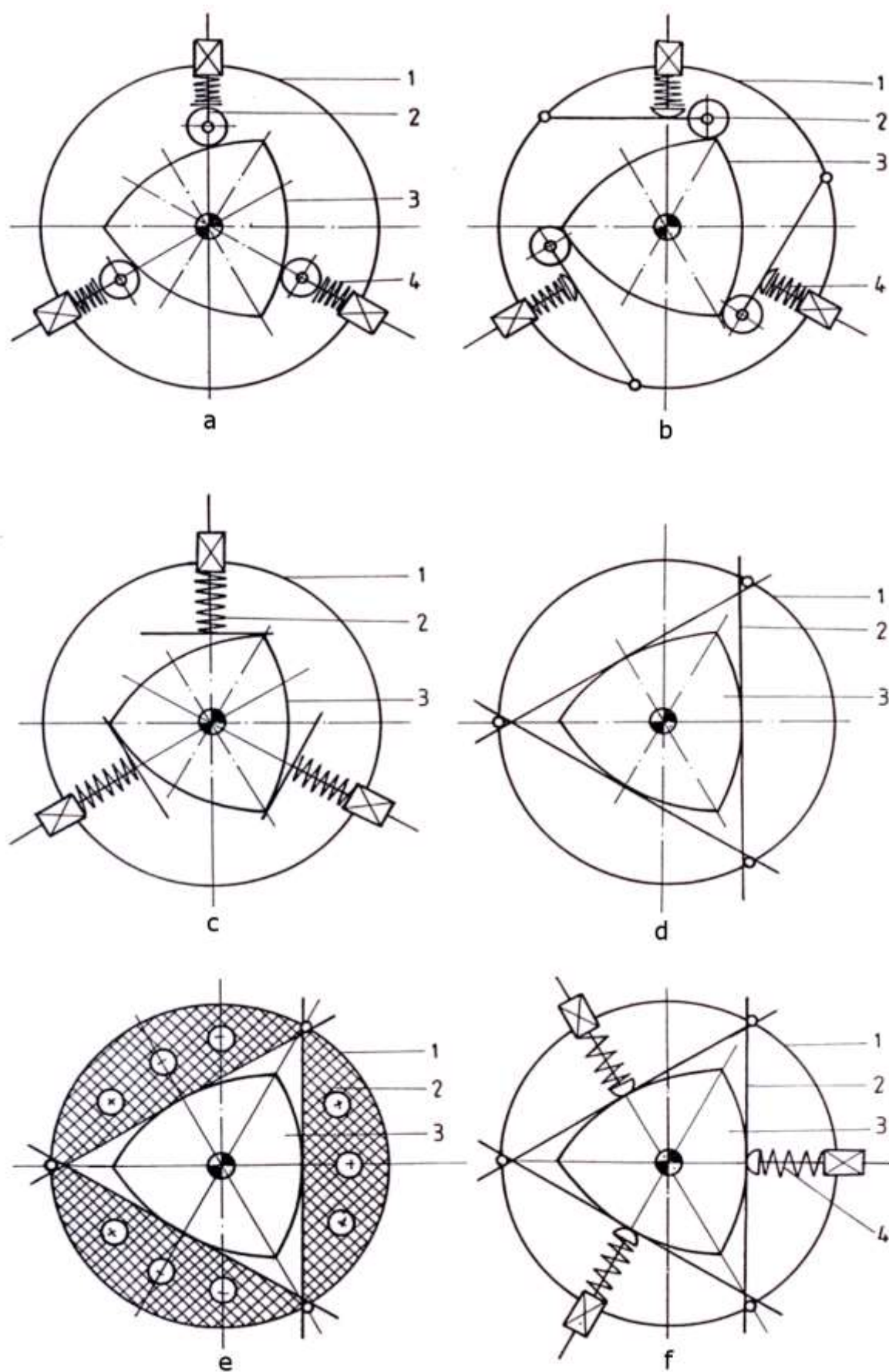


Fig. 3.2 Scheme structurale ale cuplajului

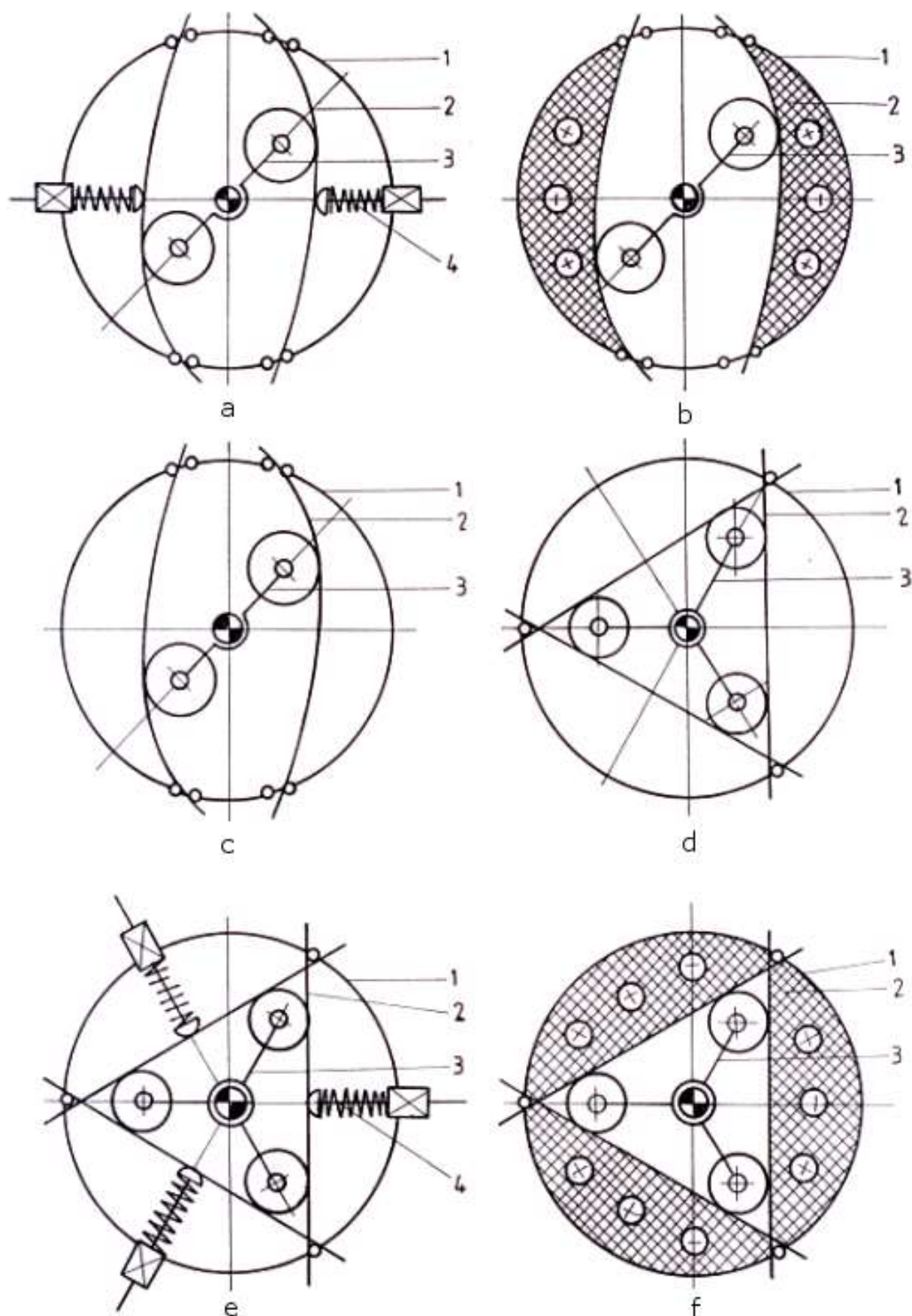


Fig. 3.3 Scheme structurale ale cuplajului

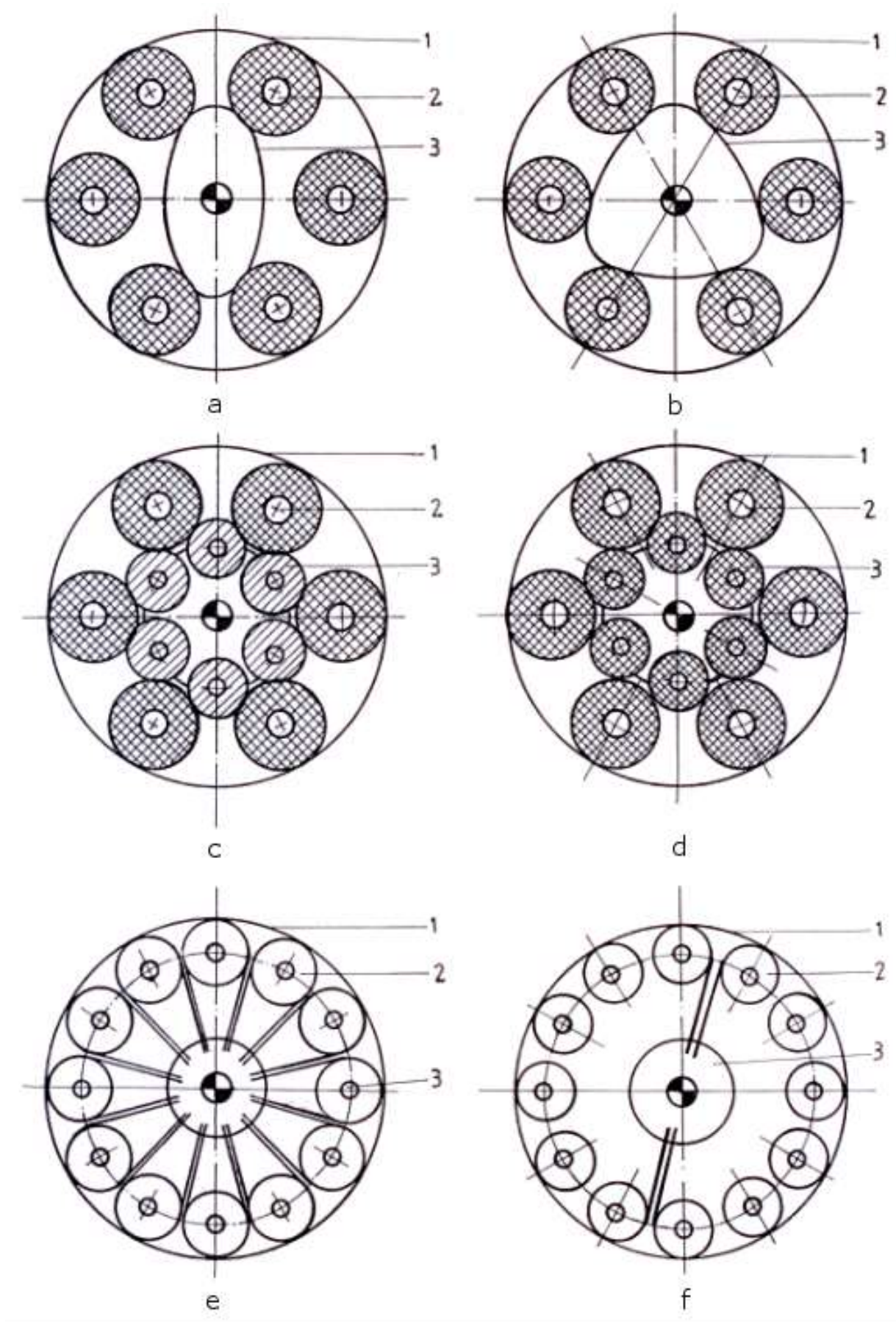


Fig. 3.4 Scheme structurale ale cuplajului

3. Generarea constructivă și calculul de proiectare a cuplajelor elastice și de siguranță

Pornind de la rezultatele stabilite anterior în continuare se prezintă trecerea de la schemele structurale la cele constructive. Pentru aceasta, în prima parte sunt formulate principalele criterii utilizate în generarea de variante constructive dintr-o schemă structurală dată.

Pentru proiectarea cuplajelor elastice și de siguranță, se pot formula următoarele criterii de generare constructivă:

- ◆ cuplajul trebuie să preia abateri axiale, radiale și unghiulare;
- ◆ mișcarea relativă dintre semicuplaje, precum și decuplarea de sarcină să se facă fără șocuri;
- ◆ cuplajul trebuie să aibă o rigiditate redusă, se recomandă o caracteristică a momentului de torsiune funcție de unghi $M_t(\varphi)$ cu o pantă crescătoare și o capacitate mare de amortizare;
- ◆ elasticitatea cuplajului să poată fi modificată prin schimbarea sau adăugarea unor elemente constructive elastice;
- ◆ la rotirea cuplajului, să nu apară forțe axiale mari;
- ◆ se va ține seama de degajarea căldurii care ia naștere prin amortizarea oscilațiilor sau a rotirii relative dintre semicuplaje;
- ◆ cuplajul nu trebuie să iasă din funcțiune imediat la distrugerea unui element elastic;
- ◆ elementele constructive elastice, care se pot distruge rapid, trebuie să fie ușor înlocuite, dacă se poate fără a demonta cuplajul sau a deplasa axial capetele de arbori;
- ◆ schimbarea sensului de rotație să fie permisă fără joc;
- ◆ pentru mărirea siguranței în funcționare, elementele componente ale cuplajului să nu prezinte proeminențe.

Pe baza acestor criterii, în continuare se exemplifică generarea unor variante constructive și calculul lor de proiectare.

3.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plăți de translație

Cuplajul elastic și de siguranță face parte din categoria cuplajelor generate din mecanismele cu camă de rotație și tchet de translație plat la care atât cama cât și tacheții sunt nedegenerați.

În figura 3.1 sunt prezentate schemele structurale ale cuplajului, iar în figura 3.2 desenul de ansamblu, [STR/8 99], [STR/22 10].

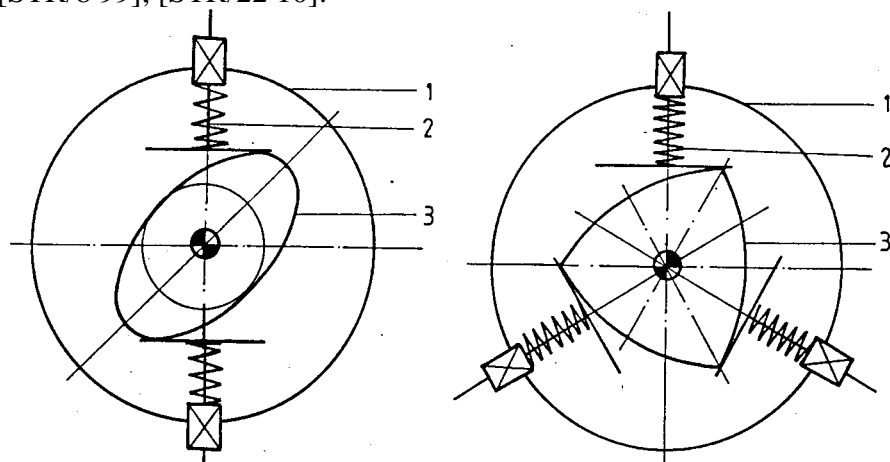


Fig. 3.1 Scheme structurale ale cuplajului cu camă de rotație și tchet de translație

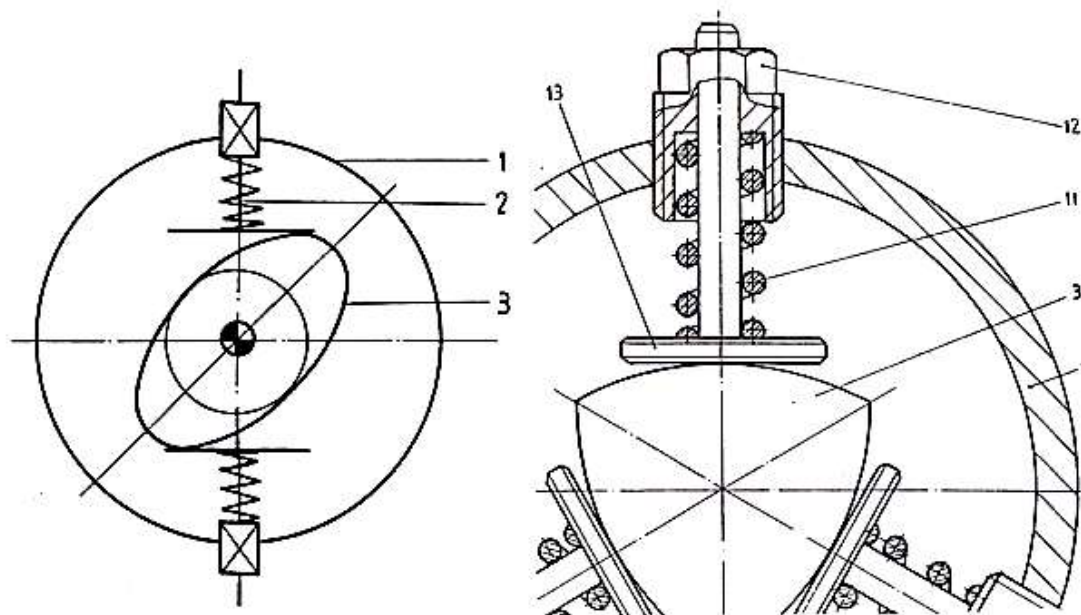


Fig. 3.2. Desenul de ansamblu al cuplajului cu camă de rotație și tachtet de translație

Cuplajul are în componența sa cama echiunghiulară 3, cu trei proeminențe, care constituie un semicuplaj, și un al doilea semicuplaj materializat prin flanșa 1. Pe această flanșă sunt montați cei trei tacheți de translație plăți 13, dispuși echiunghiular, precum și elementele de fixare și reglare 12, necesare pretensionării arcurilor elicoidale de compresiune 11.

Sarcina se transmite de la un semicuplaj la celălalt prin intermediul camei echiunghiulare 3, aflată în contact cu cei trei tacheți de translație plăți 13, prin forța de apăsare a arcurilor elicoidale de compresiune 11. Cunoscând caracteristica elastică a arcurilor elicoidale de compresiune, forța de apăsare necesară transmiterii momentului de torsiune se poate regla prin intermediul șuruburilor speciale 12. Soluția constructivă permite reglarea pretensionării fără demontarea cuplajului.

3.1.1. Determinarea momentului de torsiune a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plăți de translație

În funcționarea cuplajului elastic și de siguranță cu tacheți plăți de translație intervin două situații caracteristice.

Pornind de la schema structurală din figura 3.1 și de la varianta constructivă din figura 3.2 în figura 3.3 este prezentat modelul geometric pentru determinarea momentului de torsiune pe care îl poate transmite cuplajul pe porțiunea $\varphi_1 \in [0, \nu]$.

Se va considera cazul în care semicuplajul-camă este profilat prin arce de cerc; algoritmul pentru determinarea momentului de torsiune rămâne în principiu valabil și pentru cazurile în care semicuplajul-camă este profilat după alte curbe. Folosirea profilării în arce de cerc are avantajul reducerii volumului de calcul pentru razele de curbura ale profilului. În cazul general, în modelul geometric sunt cunoscute razele cercurilor de profilare și distanțele dintre centrele acestora. Transmiterea unui moment variabil, sub momentul limită, este caracterizată prin deplasarea relativă dintre semicuplaje și implicit dintre camă și tachtet.

unde prin T^* s-a notat momentul corespunzător unei singure proeminențe ($T^* = T/n$, n – numărul de proeminențe ale camei și, implicit, numărul tacheților) și

$$T = n[k_a(s_2 + \delta)] \cdot OB \quad (3.2)$$

Expresia deplasării s_2 și a momentului de torsiune pe porțiunea M_0M_1 (figura 3.2) este

$$s_2 = MC = O_1M - OA - O_1B = r_1 - r_0 - a_1 \cos \varphi_1 = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} T &= n[k_a(s_2 + \delta)] \cdot OB = nk_a(r_1 - r_0)(s_2 + \delta) \sin \varphi_1 = \\ &= nk_a(r_1 - r_0)[(r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) + \delta] \sin \varphi_1 \end{aligned} \quad (3.4)$$

În cazul deplasării tachelului pe porțiunea M_1M_2 expresia deplasării s_2 și a momentului de torsiune, unghiul de rotire relativă dintre camă și tachel aparține intervalului $\varphi_1 \in [\nu, 180^\circ - \alpha]$

$$s_2 = a_2 \frac{1}{\sin \varphi_1} (\sin \alpha - \sin \gamma \cos \varphi_1) + r_2 - r_0 \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} T &= nk_a \left[a_2 \frac{1}{\sin \varphi_1} (\sin \alpha - \sin \gamma \cos \varphi_1) + r_2 - r_0 + \delta \right] \cdot \\ &\cdot \left[a_2 \sin \gamma + \mu \left(a_2 \frac{1}{\sin \varphi_1} (\sin \alpha - \sin \gamma \cos \varphi_1) + r_2 \right) \right] \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.1.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație

Caracteristica elastică a cuplajelor este definită ca fiind variația momentului de torsiune raportată la valoarea unghiului de rotire relativă dintre semicuplaje. Ca urmare,

$$K(\varphi) = \frac{dT(\varphi)}{d\varphi} \quad (3.6)$$

Pentru determinarea caracteristicii elastice a cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți plați, utilizând profile în arce de cerc, este necesară determinarea mărimii $K(\varphi)$ pentru cele două porțiuni caracteristice M_0M_1 ecuația (3.7), respectiv ecuația (3.7) pe arcul M_1M_2 .

$$\begin{aligned} K(\varphi) &= \frac{dT(\varphi)}{d\varphi} = nk_a \left\{ (r_1 - r_0) \left[(r_1 - r_0) \sin^2 \varphi_1 + ((r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) + \delta) \cos \varphi_1 \right] + \right. \\ &\quad \left. + \mu [(r_1 - r_0) \sin \varphi_1] [2(r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_1) + \delta + r_0] \right\}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} K(\varphi) &= \frac{dT(\varphi)}{d\varphi} = nk_a \left\{ a_2 \left[\left[\frac{a_2}{\sin^2 \varphi_1} (\cos \varphi_1 (\cos \gamma \sin \varphi_1 - \sin \alpha) + \sin \gamma) \sin \gamma \right] - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \left[\left(a_2 \frac{1}{\sin \varphi_1} (\sin \alpha - \sin \gamma \cos \varphi_1) + r_2 - r_0 \right) + \delta \right] \cos \gamma \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.8)$$

momentului se poate realiza prin stabilirea deplasării s_2 . Determinarea deplasării se va efectua distinct pentru fiecare din arcele de cerc care materializează profilul unei proeminențe: M_0M_1 și M_1M_2 .

Momentul de torsiune pe porțiunea M_0M_1 are următoarea expresie:

$$T = \frac{1}{2} n k_a \left(\sqrt{r_1^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1} - a_1 \cos \varphi_1 - r_0 + \delta \right) \left(\sqrt{r_1^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1} - a_1 \cos \varphi_1 \right) \cdot \sin \left[2 \arcsin \left(\frac{a_1}{r_1} \sin \varphi_1 \right) \right] \quad (3.11)$$

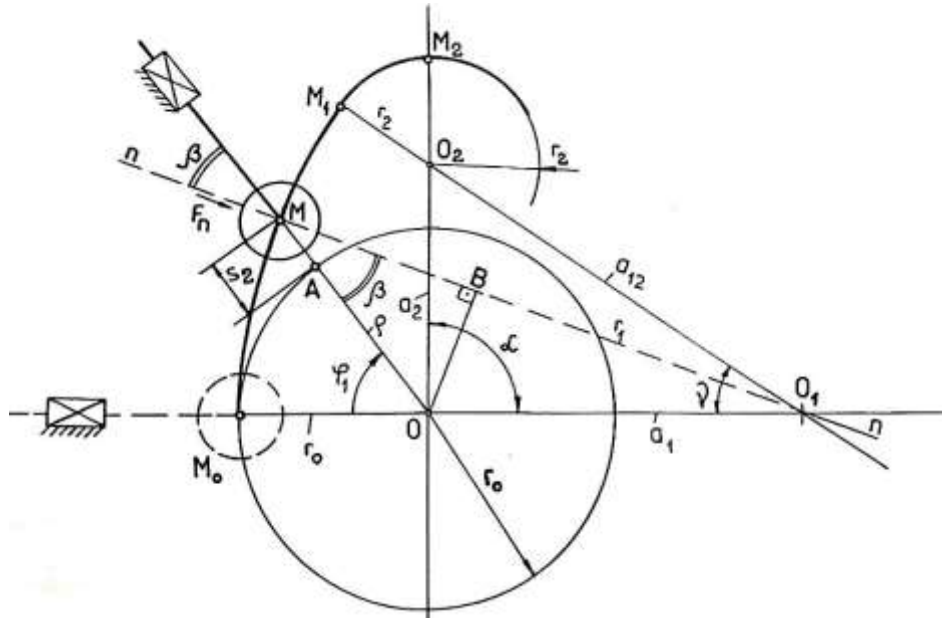


Fig. 3.7 Modelul geometric pentru determinarea M_t pe porțiunea M_0M_1

Pentru determinarea expresiilor deplasării s_2 a tachelului de translație cu rolă, respectiv a momentului de torsiune pe care îl poate transmite cuplajul pe porțiunea M_1M_2 , se pornește de la modelul geometric prezentat în figura 3.8. Momentul transmis de cuplaj funcție de unghiul φ_1 . În acest caz, unghiul curent de rotire relativă dintre semicuplaje este cuprins în intervalul: $\varphi_1 \in [\varphi_{M_1}, \varphi_{M_2}]$.

$$T = n \left[k_a (s_2 + \delta) \cos \beta \right] \cdot \rho \sin \beta = n k_a (s_2 + \delta) (s_2 + r_0) \cos \beta \sin \beta = \frac{1}{2} n k_a (s_2 + \delta) (s_2 + r_0) \sin(2\beta) = \frac{1}{2} n k_a \left[\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2 (\varphi_1 + \alpha)} - a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha) - r_0 + \delta \right] \cdot \left[\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2 (\varphi_1 + \alpha)} - a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha) \right] \sin \left[2 \arcsin \left(\frac{a_2}{r_2} \sin(\alpha + \varphi_1) \right) \right] \quad (3.12)$$

3.2.2. Determinarea caracteristicii cuplajelor elastice și de siguranță cu tacheți cu rolă

Caracteristica elastică a cuplajelor reprezintă tangenta la curba momentului, exprimat în funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple, φ_1 . Determinarea expresiei lui $K(\varphi)$, pentru cuplajul cu tacheți de translație cu role, utilizând profile în arc de cerc ale camei (v. fig.

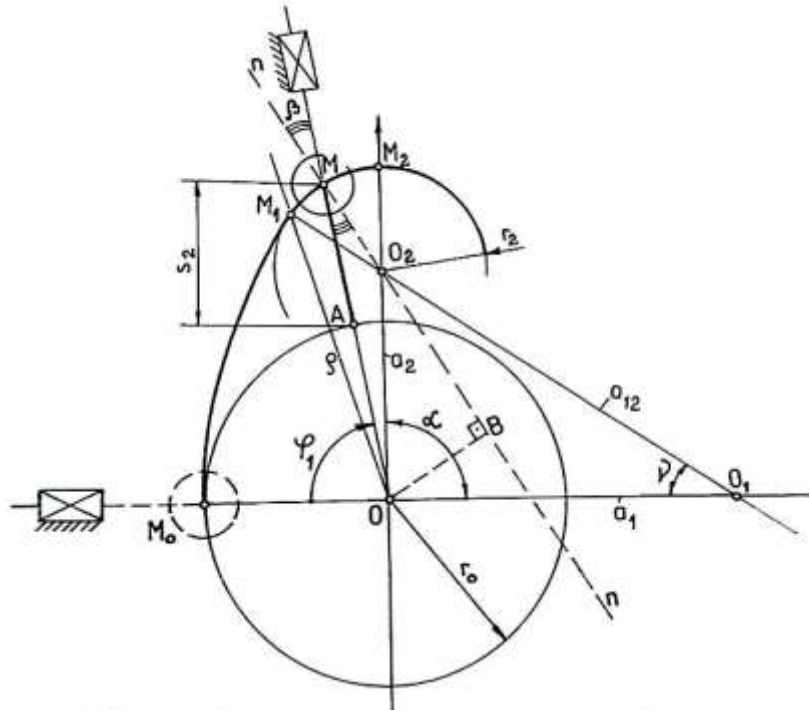


Fig. 3.8 Modelul geometric pentru determinarea M_t pe porțiunea M_1M_2

3.7 și fig. 3.8), trebuie realizată pentru cele două porțiuni caracteristice M_0M_1 și, respectiv, M_1M_2 . Caracteristica elastică a cuplajului, pe porțiunea M_0M_1 , are deci expresia:

$$K(\varphi) = \frac{1}{2} n k_a \left[a_1 \sin \varphi_1 \left(1 - \frac{a_1 \cos \varphi_1}{\sqrt{r_2^2 - a_1^2 \sin^2 \varphi_1}} \right) (2s_2 + \delta + r_0) \sin(2\beta) + \right. \\ \left. + 2(s_2 + \delta)(s_2 + r_0) \frac{a_1 \cos \varphi_1}{r_1 \cos \beta} \cos(2\beta) \right] \quad (3.13)$$

Caracteristica cuplajului fiind funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple, în expresia momentului de torsiune, pentru porțiunea M_1M_2 (v. relația (3.12)), se vor deriva termenii care sunt funcție de unghiul φ_1 , adică deplasarea tachetului s_2 , respectiv unghiul de presiune β .

$$K(\varphi) = \frac{1}{2} n k_a \left\{ a_2 \sin(\varphi_1 + \alpha) \left[1 - \frac{a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha)}{\sqrt{r_2^2 - a_2^2 \sin^2(\varphi_1 + \alpha)}} \right] (2s_2 + \delta + r_0) \sin(2\beta) + \right. \\ \left. + 2(s_2 + \delta)(s_2 + r_0) \left[\frac{a_2 \cos(\varphi_1 + \alpha)}{r_2 \cos \beta} \right] \cos(2\beta) \right\} \quad (3.14)$$

Modelarea analitică a momentului de torsiune și determinarea caracteristicii elastice a CES cu tacheți cu rolă se efectuează în următoarele condiții:

- determinarea momentului și caracteristicii elastice se efectuează distinct pentru fiecare dintre arcele de cerc care materializează profilul camei;
- momentul transmis este determinat de forța de legătură dintre camă și tchetul de translație cu rolă și de brațul acesteia în raport cu centrul de rotație al camei;
- deplasarea tacheților cu role în cadrul cuplajului este funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje φ_1 ;
- unghiul de presiune β este funcție de același unghi de rotire relativă dintre semicuplaje;
- caracteristica cuplajului fiind funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje, în expresia momentului de torsiune, pentru cele două porțiuni, se derivează termeni care sunt funcție de unghiul φ_1 .

3.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular

Cuplajul face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanismele cu camă propriu-zisă și tchet degenerat în tchet elastic, format din arcuri lamelare dispuse echiunghiular, [STR/8 99]. Cuplajul poate fi realizat în două variante:

- ◆ cu reglare inițială a momentului de torsiune;
- ◆ cu reglare ulterioară a momentului de torsiune.

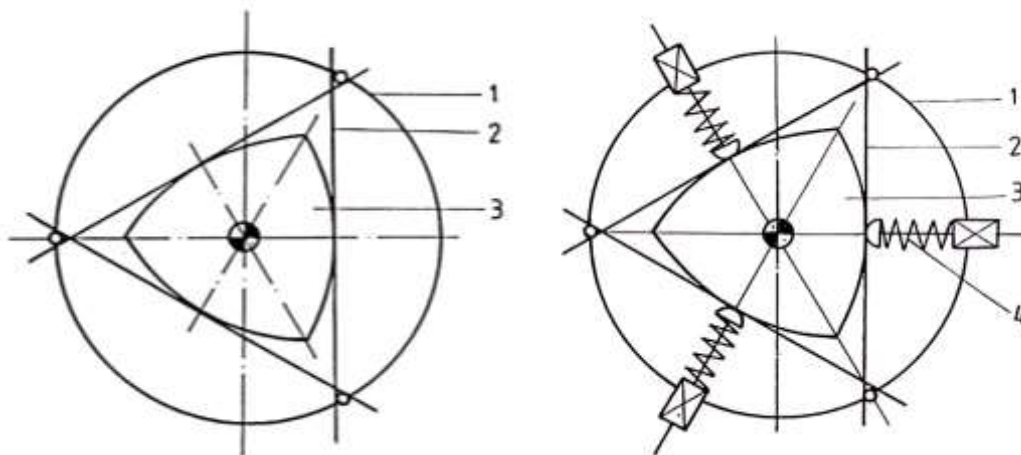


Fig. 3.9 Scheme structurale ale cuplajului cu camă și lamele dispuse echiunghiular

Ținând seama de schema structurală din figura 3.9 și pe baza variantei constructive în figura 3.10 se propune un model geometric simplificat al cuplajului analizat, în vederea determinării momentului de torsiune și a caracteristicii elastice, [STR/8 99] [STR/30 15].

Modelul simplificat reprezentat în figura 3.10 are la bază următoarele premize:

- ◆ pachetul de lamele este format din lamele identice, omogene și izotrope; în calcule, pachetul se înlocuiește printr-o singură lamelă, reprezentată în modelul geometric prin linia mediană;
- ◆ lamela reprezentativă se consideră rezemată liber pe un bolț și articulată în celălalt;
- ◆ se neglijează efectele datorate grosimii bolțurilor; ca urmare, reazemele lamelei se consideră punctiforme, distanța dintre acestea fiind egală cu distanța dintre centrele bolțurilor L ;

3.3.1.1. Determinarea momentului transmis pe porțiunea M_0M_1

Conform figurii 3.13, momentul transmis depinde de forța F_n și de forța de frecare F_f și implicit de brațele acestora în raport cu punctul O. În premiza neglijării frecării, momentul are expresia

$$T = nF_n \cdot OB = n(F_v x_M + F_o y_M) \quad (3.15)$$

Punctul de contact al camei cu lamela, care este și punctul de aplicare al forței, se modifică în funcție de unghiul de rotire al camei φ_1 .

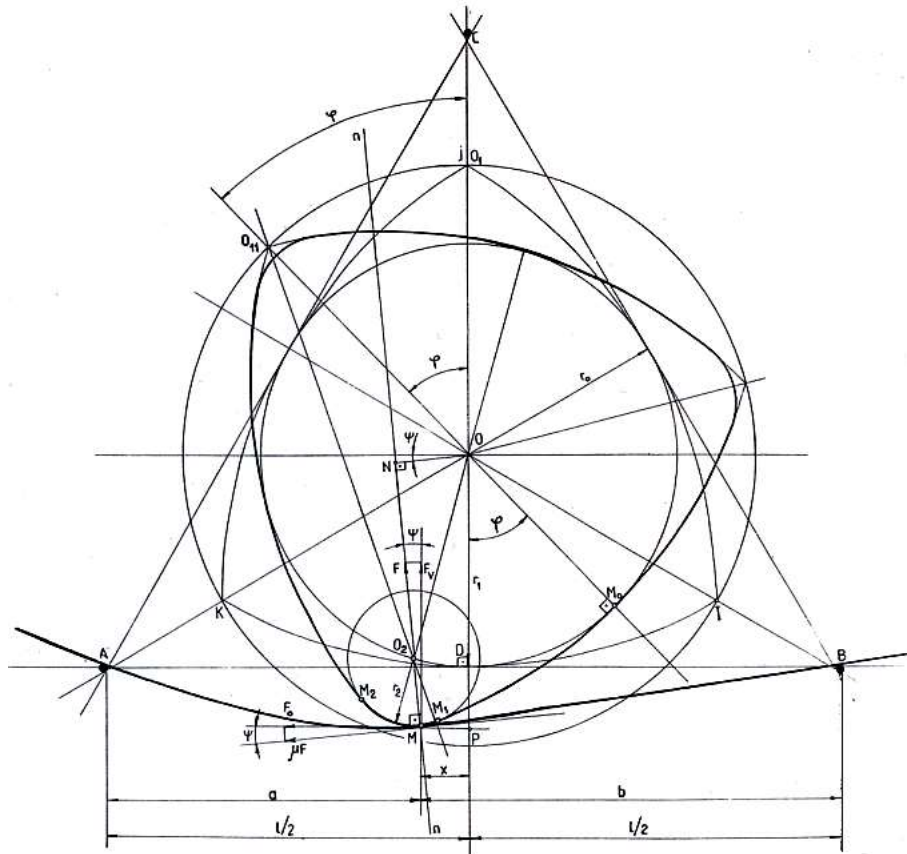


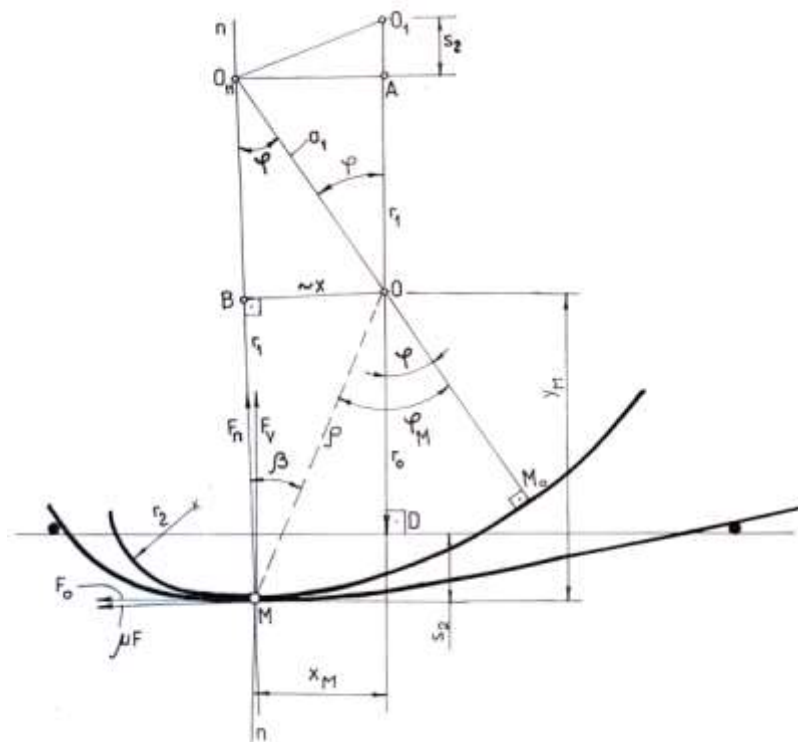
Fig. 3.11 Modelul geometric pentru determinarea momentului pe porțiunea M_0M_1

$$T = n[F_v x(\varphi_1) + \mu F_v (r_o + s_2(\varphi_1))] = n F_v [x(\varphi_1) + \mu(r_o + s_2(\varphi_1))] \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} T &= n F_v [x(\varphi_1) + \mu(r_o + s_2(\varphi_1))] = \\ &= 3nEI_z l \frac{r_1 - r_0 - a_1 \cos \varphi_1}{\left(\frac{1}{2} - a_1 \sin \varphi_1\right)^2 \left(\frac{1}{2} + a_1 \sin \varphi_1\right)^2} [a_1 \sin \varphi_1 + \mu(r_1 - a_1 \cos \varphi_1)] \end{aligned} \quad (3.17)$$

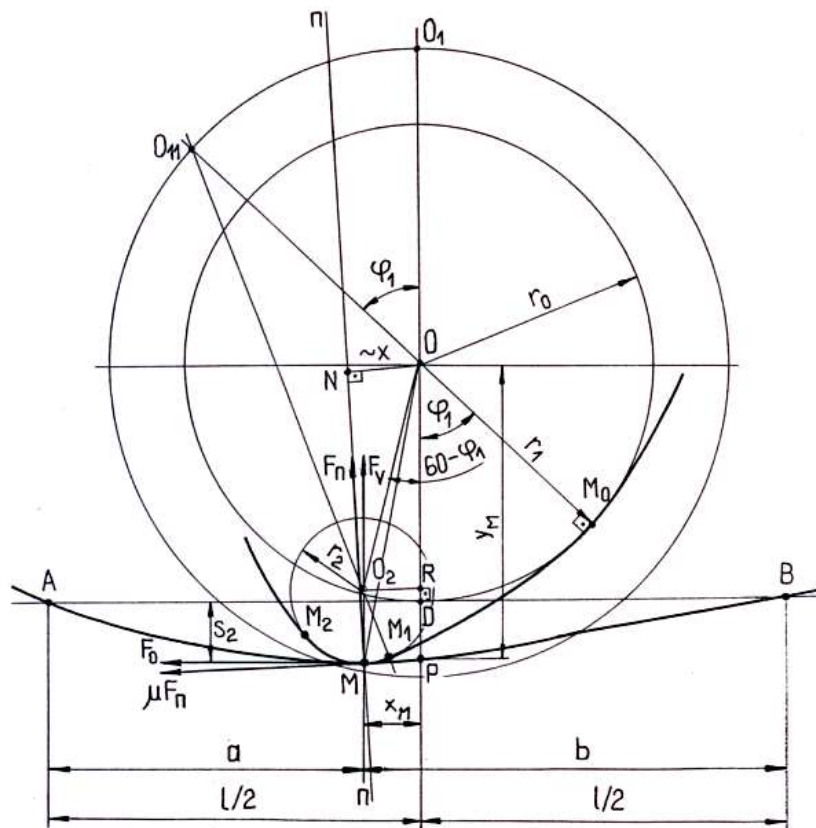
3.3.1.2 Determinarea momentului transmis pe porțiunea M_1M_2

Pentru determinarea momentului de torsiune care poate fi transmis de cuplaj pe porțiunea M_1M_2 , se are în vedere modelul geometric prezentat în fig. 3.13; în acest caz unghiul de rotire relativă dintre semicuple este cuprins în intervalul $\varphi_1 \in [\varphi_{M_1}, \varphi_{M_2}]$.

Fig. 3.12 Schema de calcul pentru determinarea momentului pe porțiunea M_0M_1

$$T = n[F_v x_M(\varphi_1) + F_0 y_M(\varphi_1)] = nF_v(x_M(\varphi_1) + \mu y_M(\varphi_1)) \quad (3.18)$$

Explicitarea relației (3.18) presupune explicitarea mărimilor F_v , $x_M(\varphi_1)$, $y_M(\varphi_1)$.

Fig. 3.13 Modelul geometric pentru determinarea momentului pe porțiunea M_1M_2

3.3.2 Determinarea caracteristicii elastice a cuplajelor elastice și de siguranță cu camă și lamele dispuse echiunghiular

Caracteristica elastică $K(\varphi_1)$ a cuplajelor, reprezintă tangenta la curba momentului. Pentru cuplajele cu tacheți degenerați în arcuri lamelare elastice, determinarea rigidității se face pe două porțiuni M_0M_1 și M_1M_2 (fig. 3.11 și fig. 3.13). Rigiditatea cuplajului cu tacheți degenerați este dată de expresia

$$K(\varphi_1) = \frac{dT(\varphi_1)}{d\varphi_1} = T' = n \left\{ F'_v(\varphi_1)x(\varphi_1) + F_v(\varphi_1)x'(\varphi_1) + \right. \\ \left. + \mu \left[F'_v(\varphi_1)r_0 + F'_v(\varphi_1)s_2(\varphi_1) + F_v(\varphi_1)s'_2(\varphi_1) \right] \right\} \quad (3.19)$$

Se poate determina și reprezenta prin calcul numeric caracteristica elastică a cuplajului. În figura 3.14 au fost reprezentate caracteristicile teoretice ale cuplajului elastic și de siguranță cu tacheți degenerați, Cele două figuri reprezintă variația momentului de torsiune în funcție de unghiul de rotire relativă, pentru 120° (fig. 3.14) respectiv 240° (fig. 3.15).

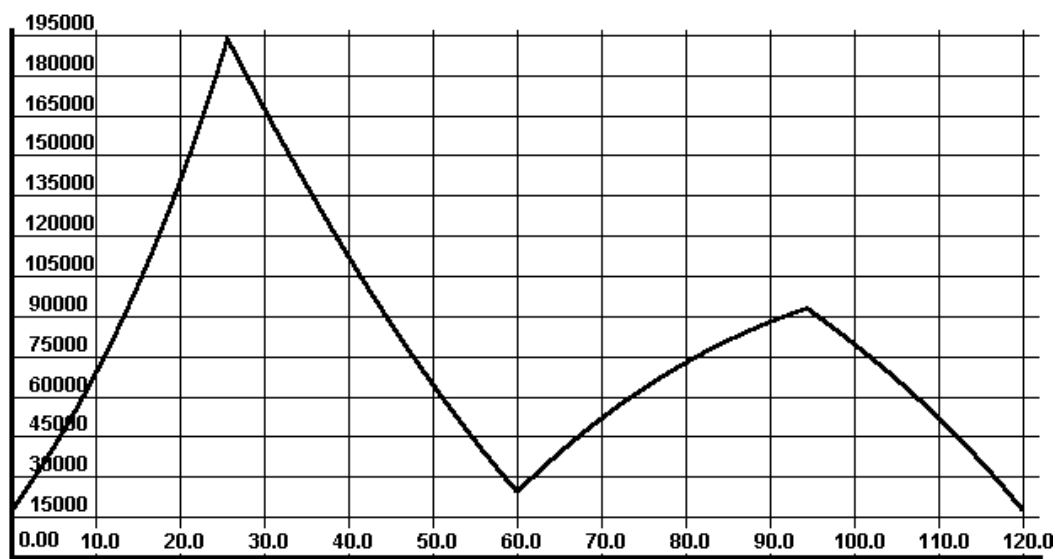


Fig. 3.14 Caracteristica elastică a cuplajului pentru $\varphi_1 = 120^\circ$

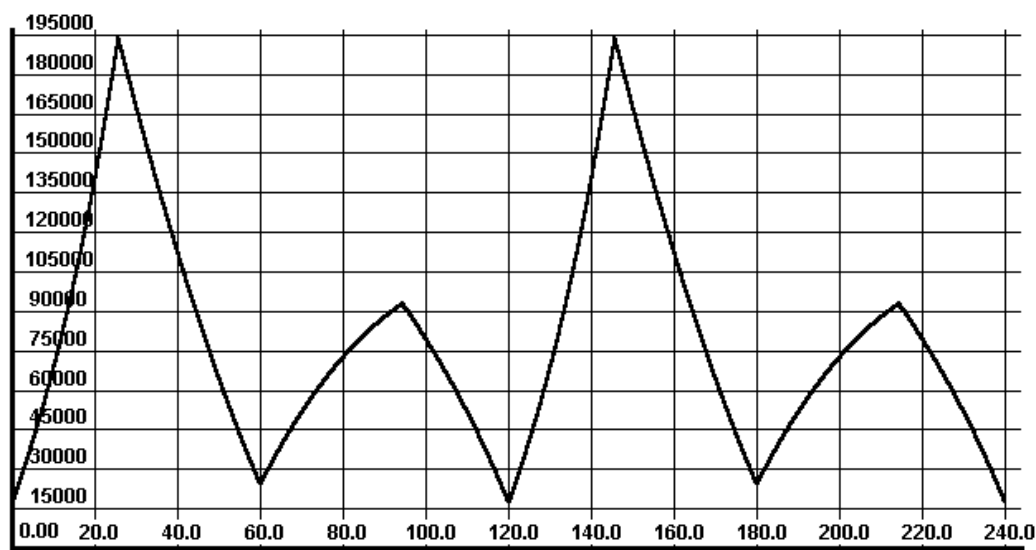


Fig. 3.15 Caracteristica elastică a cuplajului pentru $\varphi_1 = 240^\circ$

Din studiul acestor diagrame, se pot formula următoarele concluzii:

- caracteristica cuplajului elastic și de siguranță este progresivă pe porțiunile de unghi relativ $\varphi \approx (0^\circ, 26^\circ)$ și $\varphi \approx (60^\circ, 95^\circ)$; cu toate acestea se recomandă funcționarea cuplajului doar pe porțiune arcului M_0M_1 , deoarece pe porțiunea de racordare M_1M_2 funcționarea cuplajului este instabilă și produce decuplarea de sarcină;
- calculul cuplajului se recomandă a fi făcut pentru o valoare de moment aleasă din intervalul de valori cuprinse între cele două maxime de moment înregistrate de acesta pe o perioadă de variație a unghiului de rotire relativă de $0 - 120^\circ$ (v. fig. 3.17, a);
- alegerea unei valori pentru momentul necesar a fi transmis de cuplaj, mai aproape de vârful maxim de moment înregistrat ($\varphi \approx 28^\circ \dots 30^\circ$) va conduce la decuplarea de sarcină a cuplajului la cele mai mici variații de moment rezistent; această situație corespunde unei reglări a forței de pretensionare a arcului de valori mai mici;
- pentru reglări ale forței de pretensionare la valori mari, cuplajul va funcționa cu un unghi de rotire relativă între semicuplaje de valori mici iar la apariția șocurilor acesta își va îndeplini – înainte de decuplare – funcția de cuplaj elastic, putând prelua variații de moment rezistent relativ mari.

3.4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

Cuplajul elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanisme cu camă propriu-zisă și tachtet degenerat în tachtet elastic (v. fig. 3.1,e; fig. 3.2,e.) format din arcuri de cauciuc sub formă de saboți [STR/22 09].

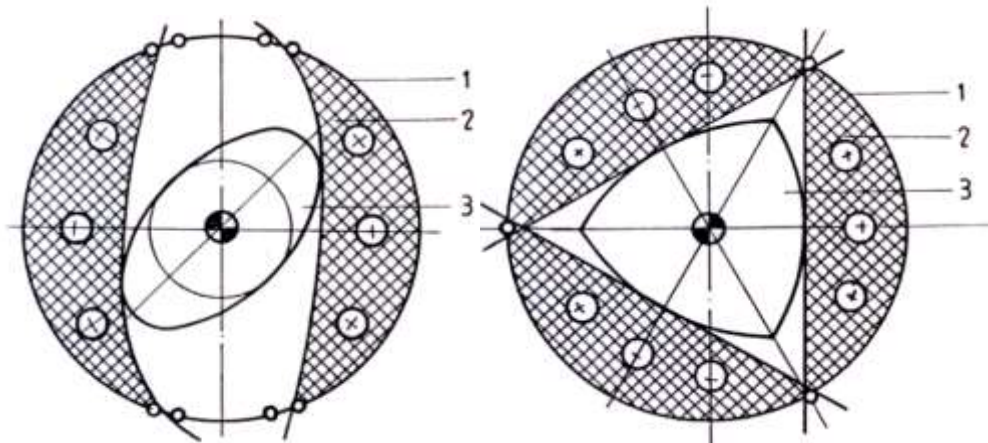


Fig. 3.16 Scheme structurale ale cuplajului cu arcuri de cauciuc în formă de saboți

Stabilirea relațiilor de calcul de proiectare și verificare a cuplajului elastic și de siguranță cu saboții de cauciuc și elemente elastice se vor realiza și urmărindu-se etapele ca și în cazul cuplajelor cu caracteristică liniară, aplicând însă particularitățile legate de funcționarea cuplajelor cu caracteristică neliniară.

Conform literaturii de specialitate pot fi enumerate o serie de ipoteze de calcul care să permită dimensionarea optimă a cuplajului cu elemente nemetalice multilamelare dispuse în pachete axiale. Este necesară stabilirea unor relații de calcul care să determine dimensionarea corectă a cuplajului pentru parametri de intrare impuși.

Pentru calculul și dimensionare se acceptă următoarele ipoteze de calcul:

- Elementul elastic al cuplajului se consideră încărcat simetric;

- Elementul elastic este constituit din trei saboți de cauciuc și lamelele elastice cu rolul de protecție a elementelor de cauciuc.
- Mișcarea relativă dintre semicuplaje se realizează între cama echiunghiulară și lamele elastice, în timpul funcționării cuplajului. Între camă și lamele pot avea loc deplasări liniare, radiale precum și deplasări unghiulare;
- Datorită mișcărilor relative dintre elementele elastice și camă, între acestea apar forțe de frecare, care pot fi considerate ca uniform distribuite pe suprafețele aflate în contact;
- Rotirea relativă a semicuplajului introduce între elementele elastice solicitări de încovoiere și strivire;
- Jocurile de montaj influențează asupra unghiului de rotire relative a semicuplajelor în sensul măririi acestora datorită prelucrării lor în timpul funcționării;
- La apariția dezaxării radiale, unghiulare, sau combinate, elementele elastice sunt sollicitate suplimentar;
- Elementele elastice se deformează acumulând energie potențială de deformație, ceea ce permite determinarea salturilor de moment, ce pot fi preluate de cuplaj.

În conformitatea cu modelul geometric adoptat (v. fig. 3.17, fig. 16 și premisele de calcul), determinarea momentului de torsiune se efectuează în baza următoarelor scheme de calcul.

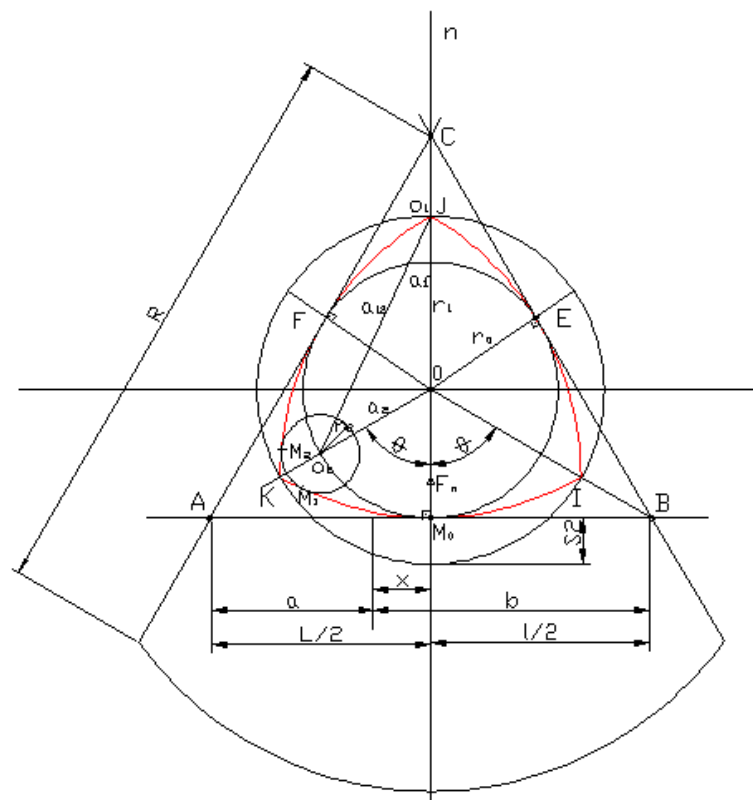


Fig. 3.17 Modelul geometric

Momentul de torsiune transmis de cuplaj are doua componente – T_1 determinată de forța normală și brațul OB, respectiv T_2 sub acțiunea forței normale și distanța de la centrul de rotație al cuplajului r_1 la normala n-n la punctul de contact dintre cama echiunghiulară și lamela elastică de protecție a saboților de cauciuc.

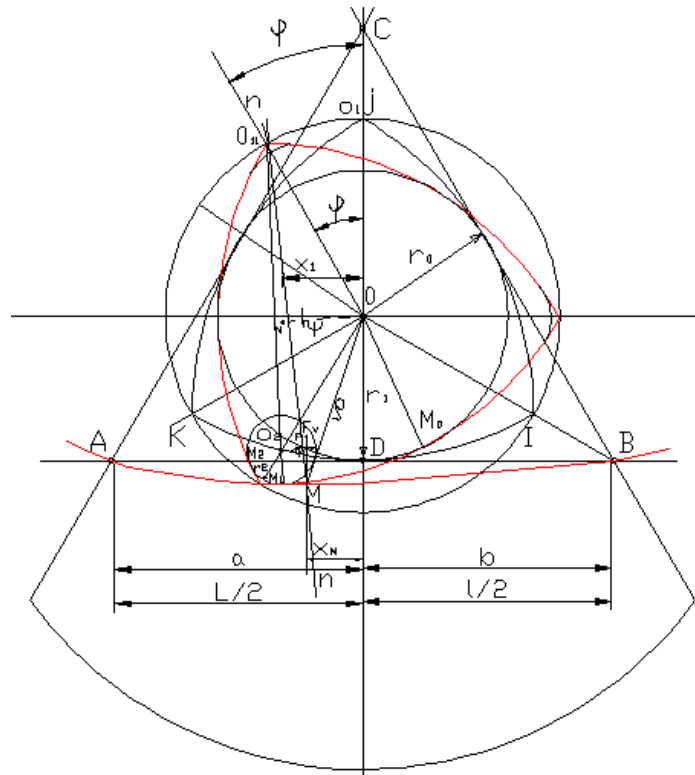
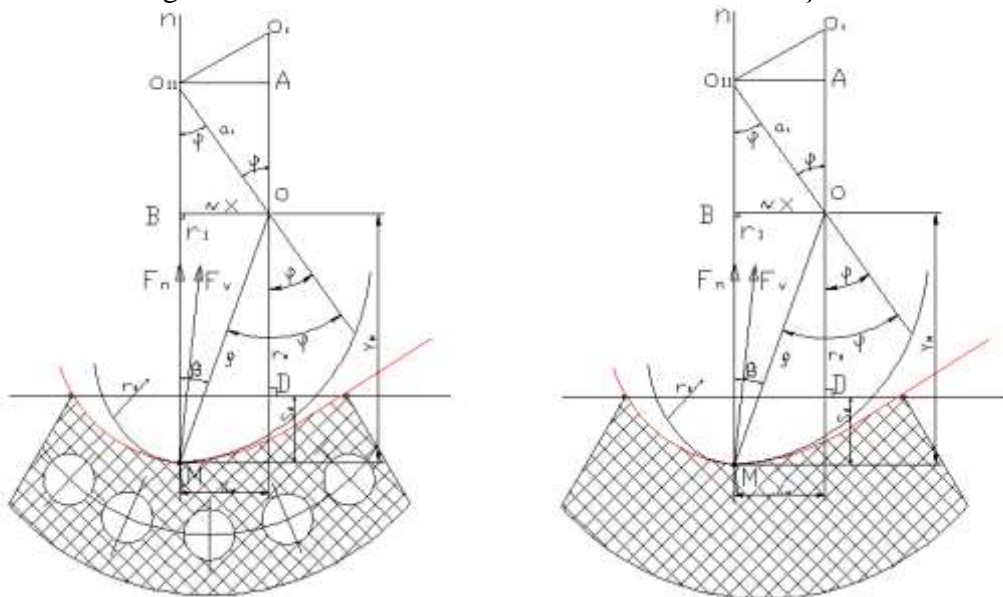
Fig. 3.18 Deformarea elementelor de cauciuc sub acțiunea M_t 

Fig. 3.19 Schema de calcul cu element care permite dezbaterea cauciucului

$$T = T_1 + T_2 \quad (3.20)$$

$$T_1 = nF_n OB = n(F_v x_M + F_o y_M) \quad (3.21)$$

$$T_2 = nF_n r_1 \quad (3.21)$$

$$T = 2n[F_v x(\varphi_1) + \mu F_v (r_0 + S_2(\varphi_1))] = 2nF_v [x(\varphi_1) + \mu(r_0 + S_2(\varphi_1))] \quad (3.22)$$

Explicitarea relațiilor presupune cunoașterea mărimilor F_v , $x(\varphi_1)$ și $S_2(\varphi_1)$. În conformitate cu relațiile și a premizelor de calcul ecuația deplasării $S_2(\varphi_1)$ (a fibrei medii și deformării cauciucului) [16]. Prin înlocuire săgeții $S_2(\varphi_1)$, poziției $x(\varphi_1)$ și forței verticale F_v expresia momentului de torsiune devine

$$T = 2nF_v [x(\varphi_1) + \mu(r_0 + S_2(\varphi_1))] =$$

$$= 6nEI_z l \frac{r_1 - r_0 - a_1 \cos \varphi_1}{\left(\frac{l}{2} - a_1 \sin \varphi_1\right)^2 \left(\frac{l}{2} + a_1 \sin \varphi_1\right)^2} [a_1 \sin \varphi_1 + \mu(r_1 - a_1 \cos \varphi_1)] \quad (3.23)$$

Pe baza relației (3.23) se poate determina caracteristica elastică a cuplajului $K(\varphi) = \frac{dT(\varphi)}{d\varphi}$.

Determinările au fost efectuate pentru cuplajul cu tacheți degenerați în arcuri de cauciuc sub formă de saboți. În figura următoare este prezentată caracteristica elastică pentru cuplaj elastic și de siguranță și saboți de caucuc.

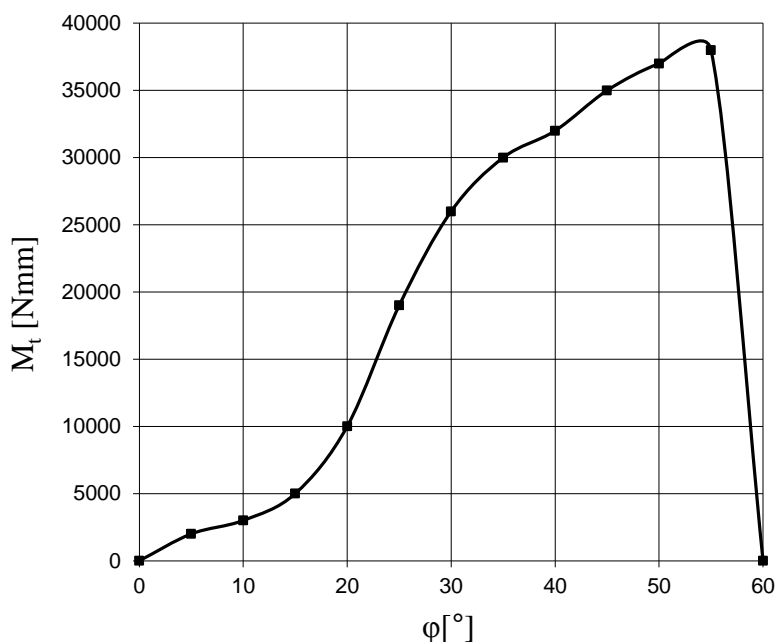


Fig. 3.20 Caracteristica elastica a cuplajului elastic si de siguranță

Din analiza comparativă a caracteristicilor obținute, se desprind următoarele aprecieri semnificative:

- Caracteristică este progresivă;
- Cuplajul are o mare capacitate de deformare elastică, având unghiul de răsucire relativă funcție de numărul de profile ale camei;
- Datorită elasticității mari, cuplajul are o mare capacitate de amortizare șocurilor și a vibrațiilor torsionale;
- Cuplajul cu saboți de cauciuc transmite momente de torsiune mai mari;
- Cuplajul cu saboți de cauciuc transmite moment de torsiune la un unghi de rotire relativă dintre semicuple până la 55°, după care are loc decuplarea de sarcină fără șocuri mari;
- În figura 3.21 este prezentată curba de încărcare și descărcare a cuplajului cu saboți de cauciuc la care curba de descărcare este funcție de histerazisul acestor saboți de cauciuc și curba profilului camei.

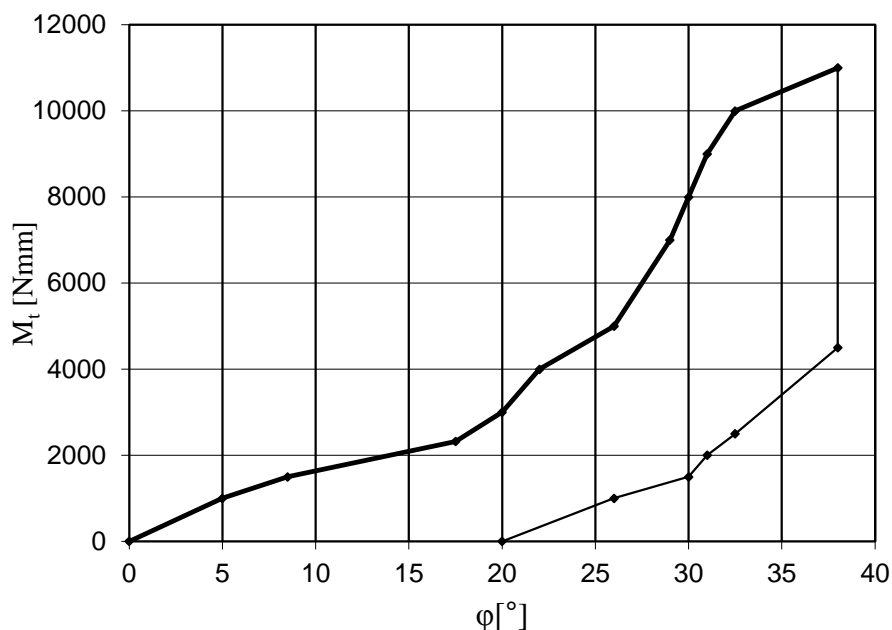


Fig. 3.21 Curba de încărcare și de descărcare a cuplajului cu saboți de cauciuc

3.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial

Cuplajul elastic și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanismul cu camă degenerată și tacheț degenerat prezentat sub formă structurală în figura 3.22, [STR/8 99], [STR/18 08]. Cama poate fi degenerată într-un element cu role multiple 3, iar tacheții în arcuri lamelare 4 (v. fig. 3.22) dispuse în două sau mai multe pachete, în funcție de momentul pe care dorim să-l transmitem. Legătura dintre cele două semicuplaje 1 și 2 se realizează prin intermediul unor pachete de arcuri lamelare dispuse radial 4.

În funcționarea cuplajului elastic și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial, intervin trei situații caracteristice: funcționarea sub sarcină mică, la care pachetele de lamele alunecă pe role 4 și nu se înfășoară pe curba de ghidare a elementelor de fixare; funcționarea la sarcini mari, când pachetele de lamele se înfășoară pe curba de ghidare a elementelor de fixare; funcționarea la sarcini foarte mari, ceea ce ar corespunde cu distrugerea elementelor transmisiei mecanice, care la rândul său corespunde momentului de decuplare de sarcină, prin amplificarea mișcării relative dintre elementele semicuplajelor, [STR/21 09].

Forma constructivă a elementelor de fixare a pachetelor de lamele elastice impune caracteristica elastică a cuplajului. Frecarea de alunecare dintre elementele elastice și role poate fi înlocuită cu frecarea de rostogolire, dintre role și lamele, datorită ajustajului alunecător dintre role și flanșele cuplajului

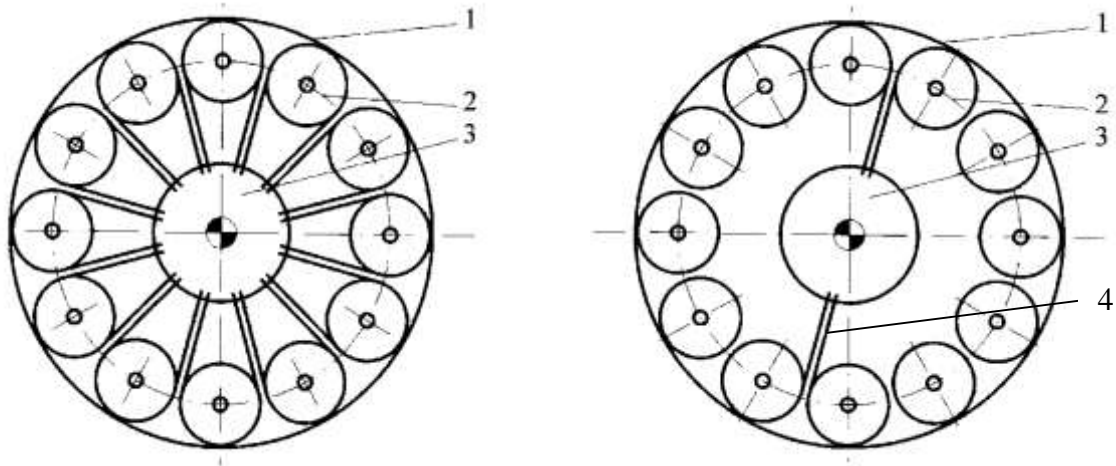


Fig. 3.22 Scheme structurale ale cuplajului cu camă și lamele dispuse radial

În figura 3.23 este prezentat modelul geometric de calcul pentru determinarea momentului de torsiune pe care cuplajul îl transmite până la decuplarea de sarcină a transmisiei mecanice.

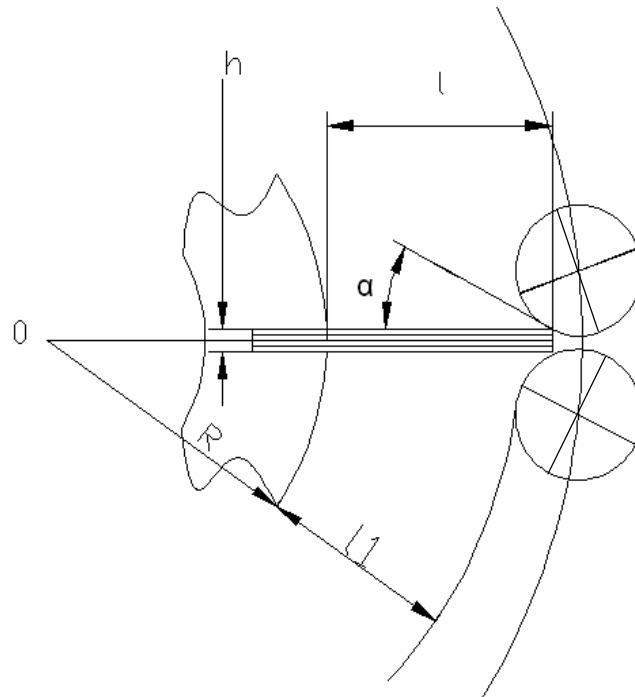
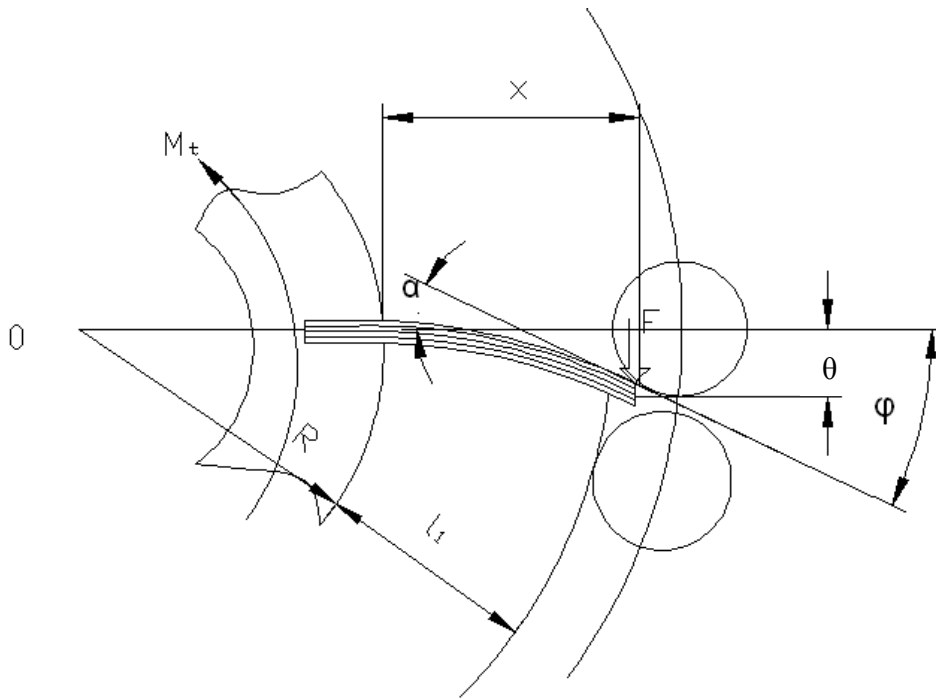


Fig. 3.23 Modelul geometric de calcul a cuplajului elastic și de siguranță

Momentul transmis de cuplaj în regim de funcționare la parametri nominali ai transmisiei mecanice este dat de relația

$$M_x = 2 \frac{EInz(R+x)(\varphi_x + \alpha)}{x^2} \quad (3.24)$$

Unghiul de rotire relativă dintre cele două seminuplaje aflate în mișcarea de rotați în timpul transmiterii momentului de torsiune are următoarea relație

Fig. 3.24 Deformarea elementului elastic sub acțiunea M_t

$$\varphi_x = \alpha \frac{3l - x}{3R + x} \quad (3.25)$$

$$\varphi_1 = \frac{2}{3} \frac{l}{R + l} \operatorname{tg} \alpha \quad (3.26)$$

La apariția unui defect pachetele de lamele au deformația maximă depășind rolele. În acest moment are loc decuplarea mașinii de antrenare de transmisia mecanică evitând distrugerea acestora. Momentul limită este dat de relația

$$M_t > M_{t1} = 2 \frac{EInz(R + l_1)(l_1 + \alpha)}{l_1^2} \quad (3.27)$$

Unghiul de rotire relativă până la decuplare are expresia

$$\varphi_{\max} = \alpha \frac{3l - l_1}{3R + l_1} \quad (3.28)$$

3.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial

Stabilirea relațiilor de calcul de proiectare și verificare a cuplajului elastic și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial se vor realiza urmărindu-se aceleași etapele ca și în cazul cuplajelor cu caracteristică liniară, aplicând însă particularitățile legate de funcționarea cuplajelor cu caracteristică neliniară, [STR/25 14].

Semicuplajele fiind părți componente masice ale cuplajelor, calculul se reduce la dimensionarea sau verificarea rotelor conice de antrenare a pachetelor de elemente elastice. În calcule se poate considera rola de antrenare asamblată cu bolțuri asamblate la rândul lor cu carcasa semicuplajului.

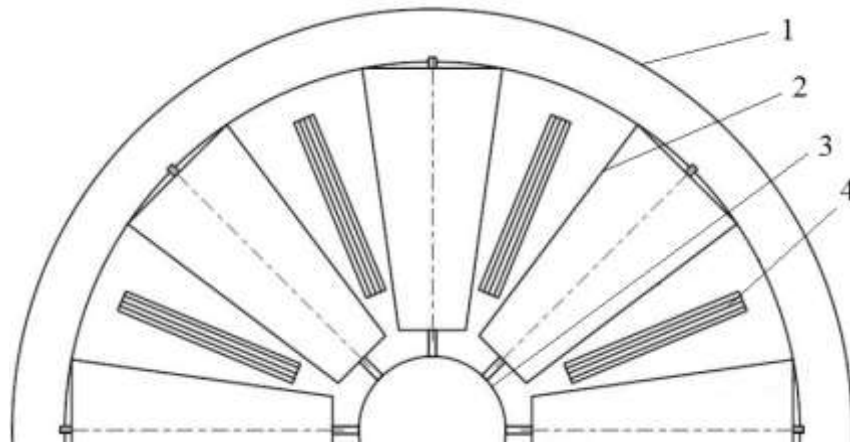


Fig. 3.25 Secțiune transversală prin cuplaj

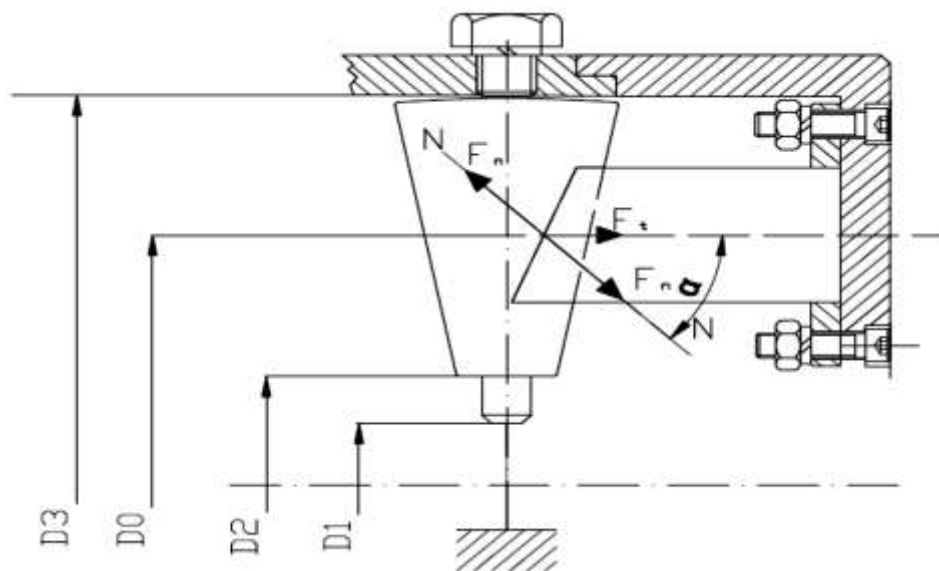


Fig. 3.25 Schema de calcul de proiectare și dimensionare

Conform literaturii de specialitate pot fi enumerate o serie de ipoteze de calcul care să permită dimensionarea optimă a cuplajului cu elemente metalice multilamelare dispuse în pachete axiale. Este necesară stabilirea unor relații de calcul care să determine dimensionarea corectă a cuplajului pentru parametri de intrare impuși.

Pentru dimensionare se acceptă următoarele ipoteze de calcul:

- Elementul elastic al cuplajului se consideră încărcat simetric;
- Elementul elastic este încastrat în semicuplajul conducător, încastrarea permițând însă mișcarea relativă a lamelelor în timpul funcționării cuplajului, precum și deplasarea unghiulară a pachetelor de elemente elastice față de rolele conice aflate în contact cu lamelele elastice;
- Datorită mișcărilor relative dintre elementele elastice din pachete, între acestea apar forțe de frecare precum și între pachetele de lamele și rolele conice, care pot fi considerate ca uniform distribuite pe suprafețele aflate în contact;
- Rotirea relativă a semicuplajului introduce între elementele elastice solicitări de încovoiere și răsucire;

- Ca urmare a jocurilor de montaj, dintre pachetele de elemente elastice și rolele conice ale celui de-al doilea semicuplaj, se consideră că nu toate pachetele de lamele elastice sunt sollicitate uniform, ceea ce impune corectarea relațiilor de calcul cu un coeficient de neuniformitate $k=0,8\dots 0,85$;
- Jocurile de montaj influențează asupra unghiului de rotire relative a semicuplajelor în sensul măririi acestora datorită prelucrării lor în timpul funcționării;
- La apariția dezaxării radiale, unghiulare, sau combinate, elementele elastice sunt sollicitate suplimentar la încovoiere;
- Elementele elastice se deformează acumulând energie potențială de deformație, ceea ce permite determinarea salturilor de moment, ce pot fi preluate de cuplaj.

În figura 3.26 sunt prezentate fazele funcționării cuplajului elastic și de siguranță. În timpul transmiterii momentului de torsiune are loc contactul sub presiune al rolei și al lamelilor elastice. Contactul se deplasează de la punctul inițial realizat de lamela și rola conică spre vârful lamelilor.

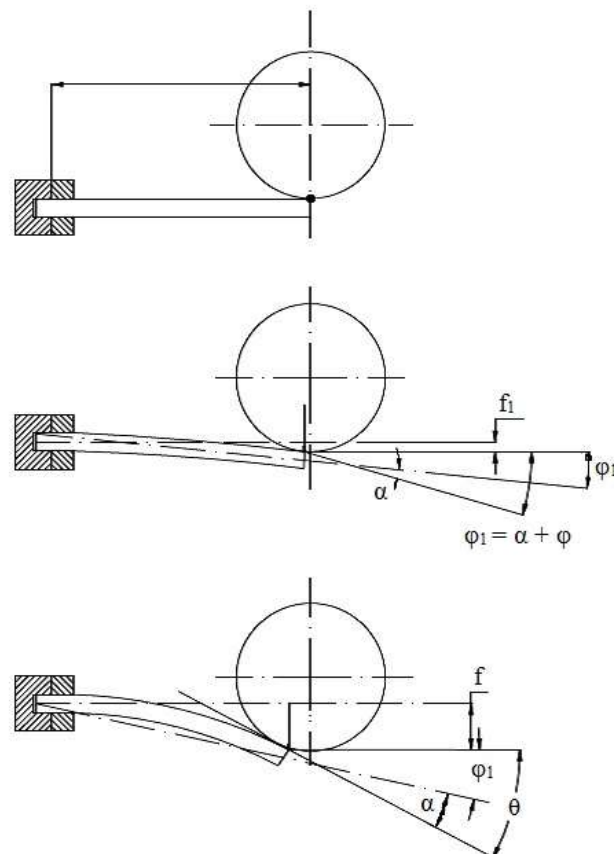


Fig. 3.26 Etapele funcționării cuplajului elastic și de siguranță

Punctul de aplicație al rezultantei presiunilor de contact F_n , având direcție normală la generatoarea rolei conice, se deplasează pe înfășurătoarea generatoarei și pe lamelă, deci direcția rămânând paralelă, suprapusă continuu normalei comune NN.

Datorită existenței alunecării între role și lamele apar forțe de frecare care însumate cu forța F_n dau o rezultantă ce închide cu direcția normalei comune un unghi egal cu unghiul de frecare. Mărimea acestui unghi este mică și din această cauză forțele de frecare în general se neglijează, presupunând că forța rezultantă din contactul rolă-lamelă acționează după direcția normalei comune la cele două suprafețe (camă, lamelă) în punctul de contact.

Forța normală F_n se determină în funcție de momentul de torsiune M_t , transmis de mașina de antrenare, ce acționează pe rolă cu relația:

$$F_n = \frac{M_t}{D_0} = \frac{2M_t}{D_0 \cos \alpha} \quad (3.29)$$

Forța normală se rezultanta celor două forțe, tangențială F_t și radiala F_r

$$F_t = F_n \cos \alpha = \frac{2M_t}{D_0} \quad (3.30)$$

$$F_r = F_n \sin \alpha = F_t \tan \alpha \quad (3.31)$$

Caracteristica acestui cuplaj este o dreaptă (rigiditatea este constantă) atâta timp cât pachetul de arcuri nu face contact cu înfășurătoarea generatoarei rolei conice (nu apare mișcare relativă între cuplaje), figura 3.27 punctele 0, 1. La creșterea momentului transmis, contactul are loc pe cercul generatoarei, punctul de aplicație se mută continuu, iar caracteristica devine neliniară între punctele 1, 2 în figura 3.27.

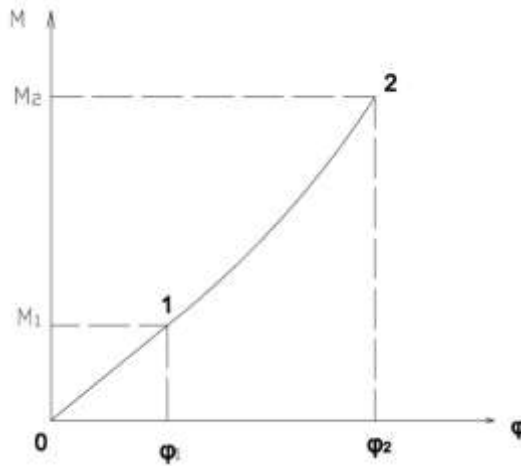


Fig. 3.27 Caracteristica cuplajului

Pentru încărcarea corespunzătoare, figura 3.27, momentul trece de la caracteristica liniară la cea neliniară, se scrie:

$$\theta_1 = \alpha + \varphi_1 \quad (3.32)$$

Unde:

- θ_1 – unghiul fibrei medii;
- α – semiunghiul format din tangenta dintre rolă și lamelă;
- φ_1 – unghiul de rotație relativă a semicuplajelor.

Se știe că

$$\theta_1 = \frac{F \cdot l}{2EI_z} \quad (3.33)$$

Unde:

$$F = \frac{M_t}{z \cdot l} \quad (3.34)$$

$$I_z = n \frac{bh^3}{12} \quad (3.35)$$

- F – forța tangențială ce revine unui pachet de lamele;
- I_z – momentul de inerție al secțiunii pachetului de lamele;
- z – numărul pachetelor;
- n – numărul arcurilor (lamelelor) dintr-un pachet;
- b, h – grosimea respectiv lățimea unei lamele;
- l – lungimea lamelei.

Săgeata la capătul pachetului:

$$f = (\varphi_1 + \alpha) \cdot l \quad (3.36)$$

Caracteristica cuplajului:

$$K(\varphi) = \frac{dM_t(\varphi)}{d\varphi} \quad (3.37)$$

$$M_{t \text{ lim}} (1 + \Delta) \leq M_{t \text{ max } \alpha} \quad (3.38)$$

Unde:

- K (φ) reprezintă tangenta la curba momentului de torsiune care depinde de rotirea relativă dintre semicuplaje;
- Φ – rotirea relativă dintre semicuplaje;
- $M_t(\varphi)$ – momentul de torsiune corespunzător (deformării) deplasării unghiulare;
- $M_{t \text{ lim}}$ – momentul de torsiune limită pe care cuplajul îl transmite până la apariția fenomenului de decuplare;
- $M_{t \text{ max } \alpha}$ – momentul de torsiune maxim admis de cel mai slab element admis de cuplaj
- Δ – eroarea relativă impusă funcționării cuplajului

$$M_{t \text{ lim}} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 znEI_z \varphi_{\text{max}}}{\left(1 - n \frac{\mu h}{l}\right) l^3} \geq M_{tc} \quad (3.39)$$

Unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje:

$$\varphi = \frac{3}{8} \frac{M_t l^3}{D_0^2 n z E I_z} \left(1 \pm n \frac{\mu h}{l}\right) \quad (3.40)$$

Rigiditatea cuplajului:

$$K = \frac{3}{8} \frac{D_0^2 znEI_z}{\left(1 \pm n \frac{\mu h}{l}\right)} \quad (3.41)$$

Lucru mecanic de deformare

Capacitatea cuplajului de a acumula lucru mecanic de deformare este dată de relația:

$$W_{mec} = \frac{2M_{tc}}{nzD_0\sigma_{ai}} \left(1 - n \frac{\mu h}{l}\right) \quad (3.42)$$

Calculul de verificare al cuplajului

Calculul de verificare al cuplajului elastic și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial se face pentru elementul elastic:

$$\sigma_i = 12 \frac{M_{tc}}{D_1 n_1 z b h^2} \left(1 - n \frac{\mu h}{l}\right) \leq \sigma_{ai} \quad (3.43)$$

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

În urma studiului și determinărilor experimentale, în literatură de specialitate se recomandă:

1) grosimea elementului elastic

$$H = 0,05 + j \cdot \Delta h, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots;$$

Δh se alege în funcție de numărul de variante dorite de proiectant

2) lățimea elementului elastic b se determina din relația momentului de inerție:

$$I_z = n \frac{b h^3}{2} \quad (3.44)$$

Numărul de lamele dintr-un pachet de elemente elastice

$$N = 1 + i, \quad i = 1, 2, 3, \dots;$$

3) numărul de pachete de elemente elastice ale cuplajului

$$Z = 2 + j, \quad j = 1 \dots 200.$$

3.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial

Cuplele elastice și de siguranță cu știfturi de forfecare dispuse axial face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanismul cu camă degenerată și tchet degenerat prezentat sub formă de schemă de calcul și proiectare în figura 3.28, [STR/25 14]. Cama poate fi degenerată într-un element sub formă de roată dințată 3, iar tacheții în știfturi elastice 2 (v. fig. 3.28) dispuse și fixate rigid în semicuplele 1 realizat sub formă de roată dințată. Dantura poate fi generată sub diferite profile, în cazul prezentat profilul este trapezoidal.

Legătura dintre cele două semicuple 1 și 2 se realizează prin intermediul unor știfturi elastice dispuse axial.

În funcționarea cuplajului elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial, intervin trei situații caracteristice: funcționarea sub sarcină mică, la care știfturi elastice nu se înfășoară pe laturile trapezului, caracteristica cuplajului fiind liniară. A doua fază o reprezintă funcționarea la sarcini mari, situație în care știfturile elastice se deplasează cu alunecare pe laturile trapezului. În faza a treia, în care cuplajul devine un cuplaj de siguranță, știfturile elastice ajung în punctul 2 al suprafeței de contact, moment în care are loc amplificarea mișcării relative dintre elementele semicuplelor, ceea ce conduce la decuplarea de la mașina de antrenare a transmisiei. Întregul sistem format din mașina de antrenare și cea de lucru este protejat. Forma constructivă a suprafețelor de rulare dintre dantură și știfturile elastice definesc caracteristica elastică a cuplajului. Pentru reducerea coeficientului de frecare căile de rulare sunt unse cu unsoare consistentă.

În figura 3.28 se prezintă schema de calcul de proiectare. Parametri ce sunt necesari proiectării cuplajului sunt prezentați în relațiile următoare:

Forța în punctul de contact

$$F_x = \frac{M_x}{z(R_0 + f_x)} \quad (3.45)$$

Unghiul fibrei medii deformabile ale știftului elastic

$$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \frac{F_x x^2}{2EI} \quad (3.46)$$

Pentru calcul sunt utilizate

$$\tan \theta_x \cong \theta_x$$

$$\tan(\varphi_x + \alpha) \cong (\varphi_x + \alpha)$$

Săgeata elementului elastic

$$y_x = \frac{F_x x^3}{3EI} \quad (3.47)$$

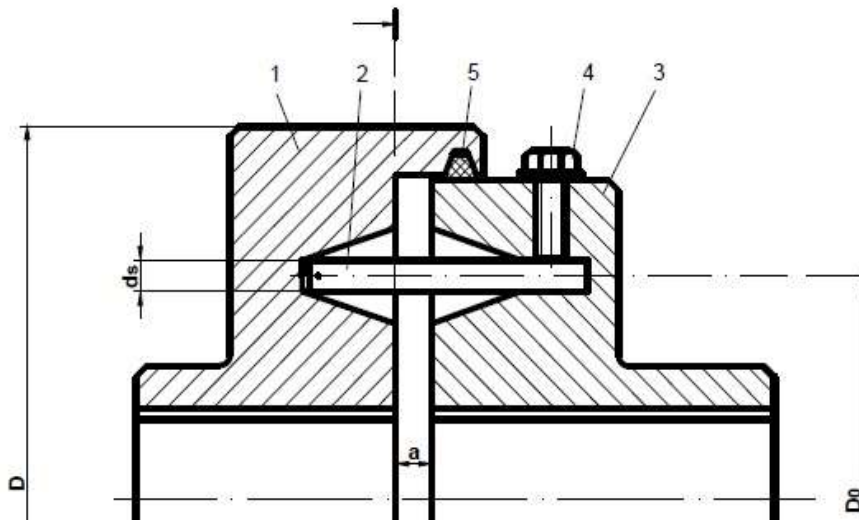


Fig. 3.28 Secțiune longitudinală a cuplajului cu știfturi elastice dispuse axial

$$y_x = \frac{2}{3} x(\varphi_x + \alpha) \quad (3.48)$$

Săgeata la sfârșitul știftului elastic poate fi determinată ca

$$f_x = (l - x)(\varphi_x + \alpha) \quad (3.49)$$

$$f_x = (\varphi_x + \alpha) \left(l - \frac{x}{3} \right) \quad (3.50)$$

$$M_x = zF_x [R_0 + (\varphi_x + \alpha)(l - x)] \quad (3.51)$$

Unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje φ_x

$$\varphi_x = \frac{M_x - zF_x R_0}{F_x(l - x)} - \alpha \quad (3.52)$$

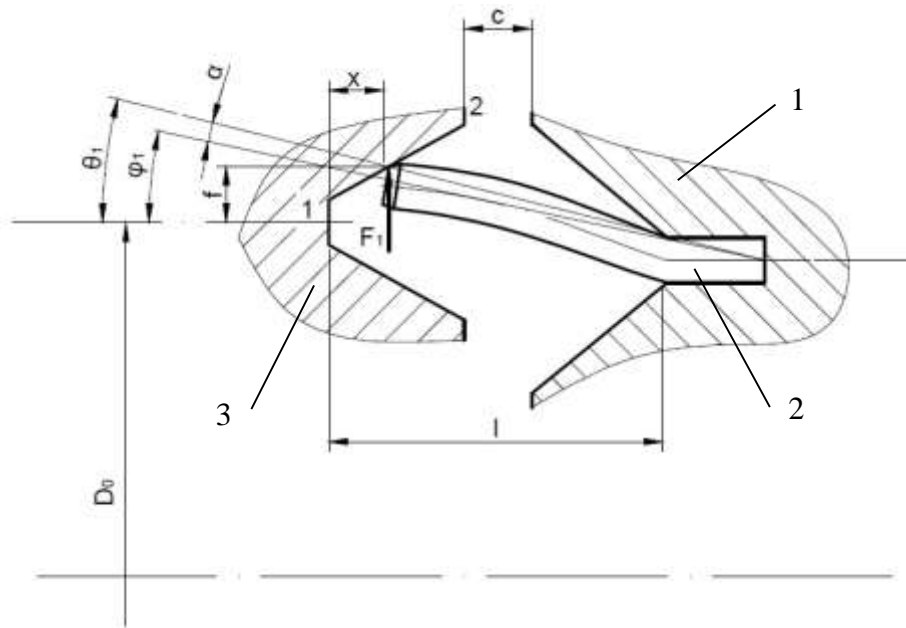
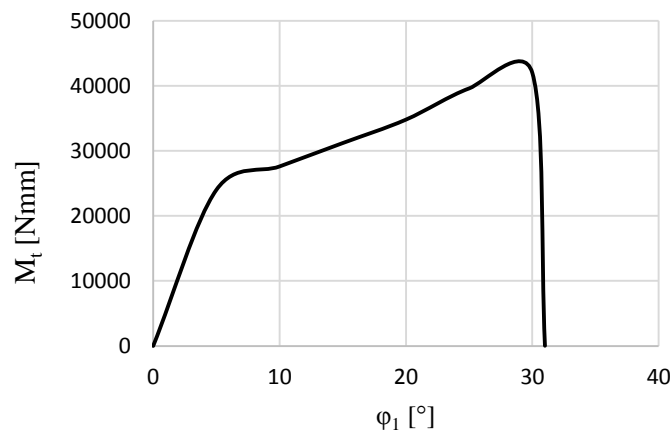


Fig. 3.29 Schema de calcul de proiectare și dimensionare



3.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial

Cuplele elastice și de siguranță cu știfturi de forfecare dispuse axial fac parte din categoria cuplajelor derivate din mecanismul cu camă degenerată și tchet degenerat prezentat în figura 3.31 în secțiune longitudinală și sub formă de schemă de calcul în figura 3.32, [STR/25 14]. Cama poate fi degenerată într-un element sub formă de roată dințată 3, ce reprezintă un semicuplaj, iar tacheții în știfturi elastice 2 (v. fig. 3.31) dispuse și fixate rigid în semicuplajul 3 realizat sub formă de roată dințată. Dantura poate fi generată sub diferite profile, în cazul prezentat profilul este trapezoidal.

Legătura dintre cele două semicuplaje 1 și 3 se realizează prin intermediul unor știfturi elastice dispuse axial 2.

În funcționarea cuplajului elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial intervin trei situații caracteristice: funcționarea sub sarcină mică, la care știfturile elastice nu se înfășoară pe laturile trapezului, caracteristica cuplajului fiind liniară, figura 3.32. A doua fază o reprezintă funcționarea la sarcini mari figura 3.33, situație în care știfturi elastice se deplasează cu alunecare pe laturile trapezului. În faza a treia, figura 3.34 în care cuplajul devine un cuplaj de siguranță, știfturile elastice ajung în punctul 2 al suprafeței de contact, moment în care are loc

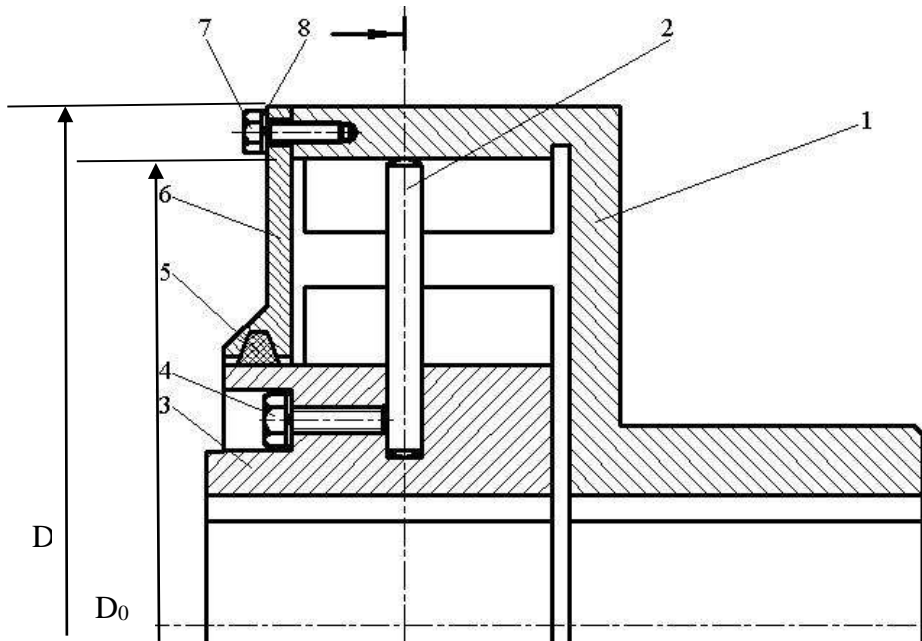


Fig. 3.31 Secțiune longitudinală a cuplajului cu știfturi elastice dispuse axial

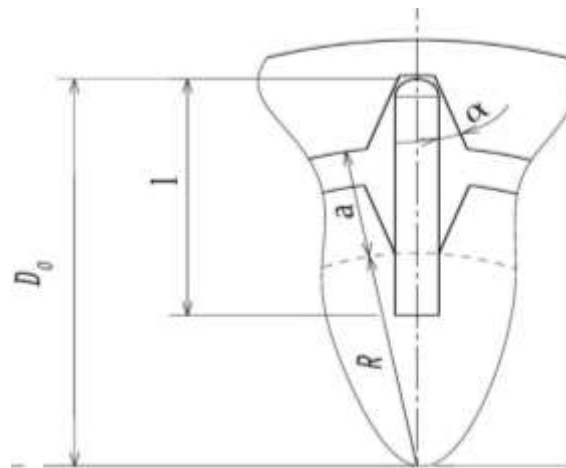


Fig. 3.32 Schema de calcul Faza I

amplificarea mișcării relative dintre elementele semicuplajelor ceea ce conduce la decuplarea de la mașina de antrenare a transmisiei. Întregul sistem format din mașina de antrenare și cea de lucru este protejat. Forma constructivă a suprafețelor de rulare dintre dantură și știfturile elastice definesc caracteristica elastică a cuplajului. Pentru reducerea coeficientului de frecare căile de rulare sunt unse cu unsoare consistentă.

În figura 3.32 se prezintă schema de calcul de proiectare. Parametri ce sunt necesari proiectării cuplajului sunt în concordanță cu relațiile cuplajului anterior:

Forța în punctul de contact

$$F_x = \frac{M_x}{z(R_0 + f_x)} \quad (3.54)$$

Unghiul fibrei medii deformabile ale știftului elastic

$$\theta_x = \varphi_x + \alpha = \frac{F_x x^2}{2EI} \quad (3.55)$$

Pentru calcul sunt utilizate

$$\tan \theta_x \cong \theta_x$$

$$\tan(\varphi_x + \alpha) \cong (\varphi_x + \alpha)$$

Săgeata elementului elastic

$$y_x = \frac{F_x x^3}{3EI} \quad (3.56)$$

$$y_x = \frac{2}{3}x(\varphi_x + \alpha) \quad (3.57)$$

Săgeata la sfârșitul știftului elastic poate fi determinată ca

$$f_x = (l - x)(\varphi_x + \alpha) \quad (3.58)$$

$$f_x = (\varphi_x + \alpha)\left(l - \frac{x}{3}\right) \quad (3.59)$$

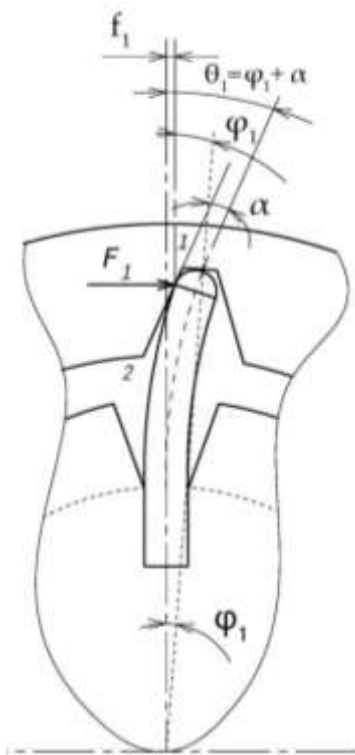


Fig. 3.33 Schema de calcul Faza II

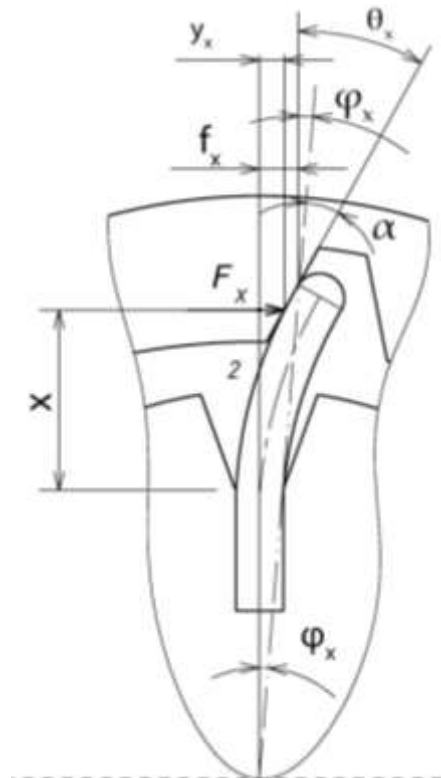


Fig. 3.34 Schema de calcul Faza III

$$M_x = zF_x[R_0 + (\varphi_x + \alpha)(l - x)] \quad (3.60)$$

Unghiul de rotire relativă dintre semicuplele φ_x

$$\varphi_x = \frac{M_x - zF_x R_0}{F_x(l - x)} - \alpha \quad (3.61)$$

Caracteristica cuplajului este neliniară și asemănătoare celei din figura 3.30.

3.9. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

Aceste cuplaje permit compensarea abaterilor la dispunerea arborilor cuplați, asigurând în același timp, amortizarea șocurilor și vibrațiilor torsionale.

Rolul principal al cuplajelor elastice constă în: atenuarea șocurilor torsionale – care apar ca urmare a funcționării neuniforme a mașinii – prin acumularea elastică temporară a lucrului mecanic și redarea acestuia sistemului, printr-o revenire treptată a elementului elastic la forma și poziția inițială; limitarea vibrațiilor nocive, de rezonanță, [STR/23 10].

Cuplaje derivate din mecanisme cu camă degenerată și tachet degenerat pot fi :

- cuplaje derivate din mecanisme cu camă cu role multiple metalice și tachet din role de cauciuc (fig. 3.2) ;
- cuplaje derivate din mecanisme cu camă cu role multiple nemetalice (din cauciuc) și tachet din role de cauciuc (fig. 3.3).

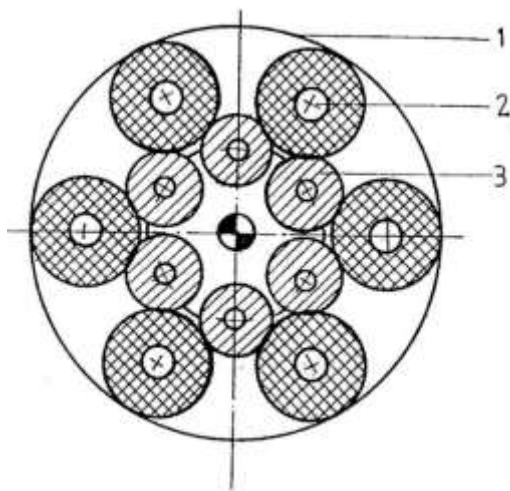


Fig. 3.35 Scheme structurale ale cuplajului cu role metalice și de cauciuc

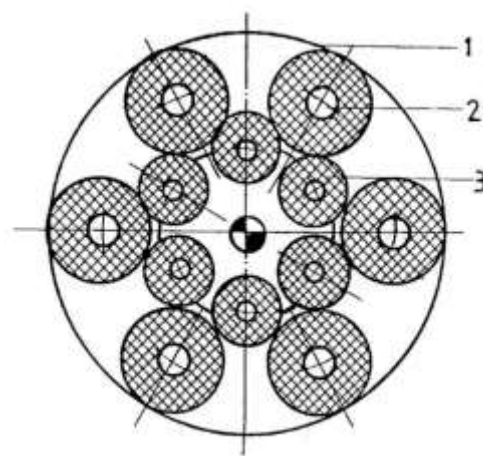


Fig. 3.36 Scheme structurale ale cuplajului cu role de cauciuc

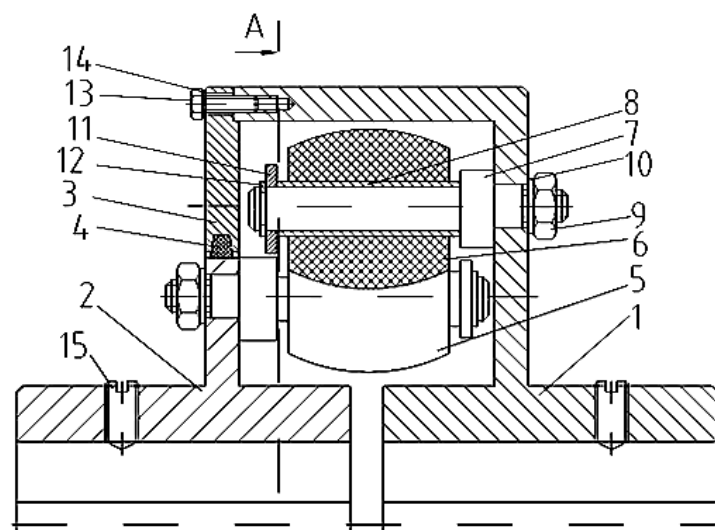


Fig. 3.37 Secțiune longitudinală a cuplajului cu role metalice și de cauciuc

3.9.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role

Cuplajul elastic și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role (v. fig.3.35) face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanisme cu camă degenerată și tachet degenerat [STR/23 10].

În fig. 3.12 se prezintă o secțiune a desenului de ansamblu al cuplajului elastic și de siguranță cu camă degenerată într-un ansamblu de role din metal dispuse radial și tacheți degenerați în role de cauciuc dispuse radial astfel încât să existe un contact între rolele nemetale și cele metalice, respectând dimensiunea de gabarit care permite comprimarea elementului elastic fără distrugerea acestui element elastic

Caracteristica elastică a cuplajelor este definită ca fiind variația momentului de torsiune în funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje. Cuplajul prezentat în figura 3.37 are o rigiditate variabilă (caracteristică neliniară)

Cuplajul are rolele metalice multiple 5 fixate alunecător pe bolțurile 14. Legătura elastică dintre semicuplajul 1 și semicuplajul 2 este realizat prin intermediul bușelor de cauciuc 6, fixate pe bolțurile 7 prin intermediul bușelor de antifricțiune 8.

Sarcina se transmite de la semicuplajul 2 la semicuplajul 1 prin intermediul rolelor metalice 5, aflate în contact cu rolele elastice din cauciuc 6. În funcționarea cuplajului se disting două faze importante: în prima fază, care corespunde unei funcționări normale a transmisiei mecanice, rolele metalice împreună cu cele elastice se vor înfășura reciproc, având loc o mișcare relativă între semicuplaje; faza a doua corespunde unei suprasarcini peste limita admisă de transmisie, moment în care mișcarea relativă dintre semicuplaje se amplifică, elementele elastice se deformează mai puternic, ceea ce conduce la întreruperea transmiterii momentului de torsiune. Datorită elementelor elastice din cauciuc, cuplajul se recomandă la transmiterea de momente de torsiune mici-medii.

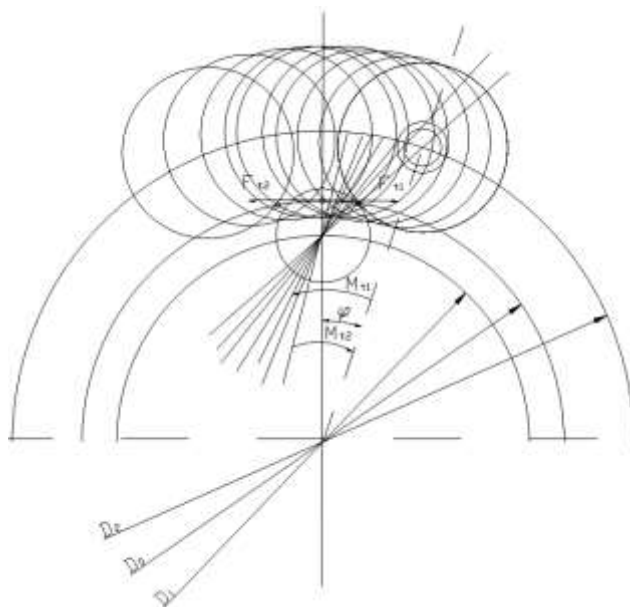


Fig. 3.38 Schema de calcul de proiectare și dimensionare

Diametrele marcate în figura 3.38 reprezintă:

- D_1 – diametrul de dispunere a bușelor de oțel,
- D_2 - diametrul de dispunere a bușelor de cauciuc,
- D_0 - diametrul punctului de contact și aplicare a forței pentru transmiterea momentului de torsiune

Determinarea momentului de torsiune

Momentul de torsiune capabil a fi transmis, funcție de elementele geometrice și de forma constructivă și montaj, are următoarea expresie:

$$M_{tcap} = \frac{1}{2} D_0 z A_0 E_1 \left(\frac{\varphi_{max}}{\frac{2h}{D_0} - \varphi_{max}} \right) \geq M_{tc} \quad (3.62)$$

unde:

z – numărul de role dispuse echiunghiular,

A_0 – aria secțiunii inițiale a elementelor elastice din cauciuc,

E_1 – modulul de elasticitate al elementului elastic în stare precomprimată,

h – grosimea elementului elastic după precomprimare,

φ – unghiul de rotire relativă a semicuplajelor.

Caracteristica cuplajului elastic și de siguranță cu role metalice și de cauciuc

Condiția de protejare a transmisiei – echipată cu un cuplaj elastic și de siguranță este

$$M_{tmax} = M_{tlim} (1 + \Delta) \leq M_{tmax a} \quad (3.63)$$

Caracteristică cuplajului este dată de relația

$$\varphi = \frac{2M_t h}{D_0 \left(M_t + \frac{1}{2} D_0 z A_0 E_1 \right)} \quad (3.64)$$

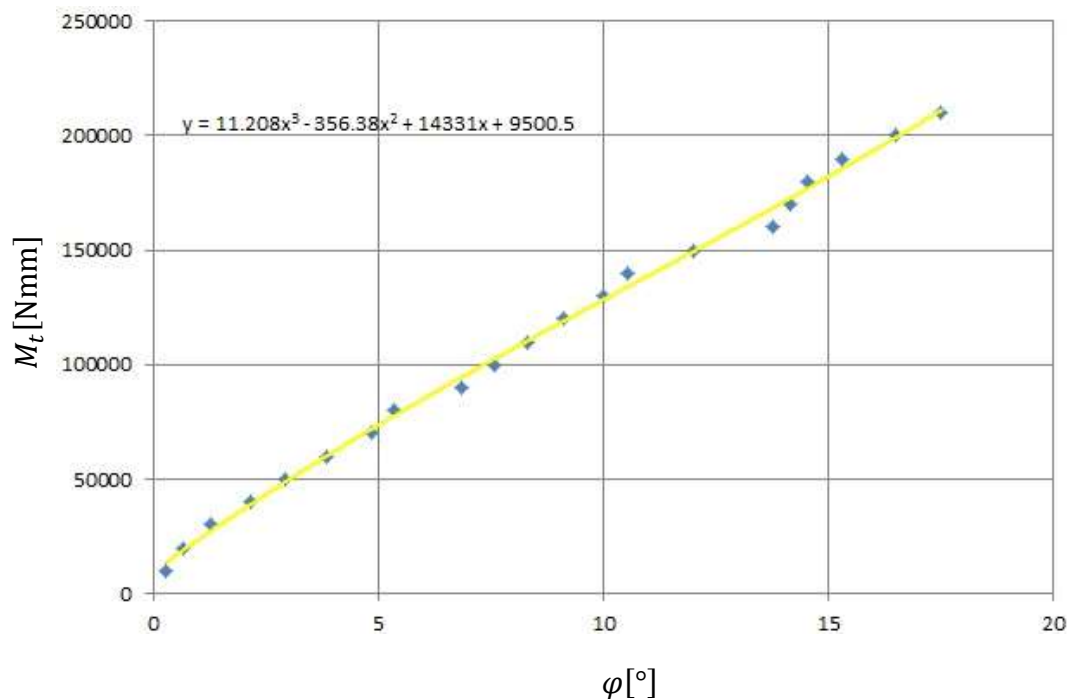


Fig. 3.39 Caracteristica experimentală a cuplajului

3.9.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc

Cuplajul elastic și de siguranță cu elemente elastice din cauciuc în formă de role (v. fig.3.36) face parte din categoria cuplajelor derivate din mecanisme cu camă degenerată și tachtet degenerat [STR/23 10].

În fig. 3.40 se prezintă o secțiune a desenului de ansamblu al cuplajului elastic și de siguranță cu camă degenerată într-un ansamblu de role din cauciuc dispuse radial și tacheți degenerați în role de cauciuc dispuse radial astfel încât să existe un contact între rolele nemetalice respectând dimensiunea de gabarit care permite comprimarea elementului elastic fără distrugerea acestui element elastic.

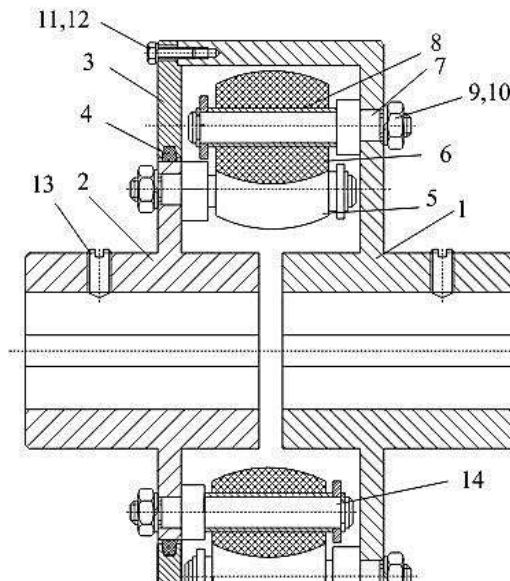


Fig. 3.40 Secțiune longitudinală a cuplajului cu role de cauciuc

Sarcina se transmite de la semicuplajul 2 la semicuplajul 1 prin intermediul rolor de cauciuc 5 (semicuplajului 2), aflate în contact cu rolele elastice din cauciuc 6 (semicuplajului 1). În funcționarea cuplajului se disting două faze importante: în prima fază, care corespunde unei funcționări normale a transmisiei mecanice, rolele de cauciuc se vor înfășura reciproc, având loc o mișcare relativă între semicuple; faza a doua corespunde unei suprasarcini peste limita admisă de transmisie, moment în care mișcarea relativă dintre semicuple se amplifică, elementele elastice se deformează mai puternic, ceea ce conduce la întreruperea transmiterii momentului de torsiune. Cuplajul se recomandă la transmiterea de momente de torsiune mici-medii.

Determinarea momentului de torsiune

$$M_{t\max} = \frac{1}{2} D_1 z^2 (dl) \sigma_{as} = D_1 z dl \sigma_{as} \quad (3.65)$$

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

$M_{t\max}$ - momentul de torsiune maxim care soliciță transmisia mecanică.

În figura 3.41 se prezintă schema de calcul de proiectare și dimensionare

$$M_{t\text{cap}} = d_0 z A_0 E_1 \left(\frac{\varphi_{\max}}{\frac{4h}{D_0} - \varphi_{\max}} \right) \geq M_{tc} \quad (3.66)$$

Caracteristica cuplajului elastic și de siguranță cu role de cauciuc

$$\varphi = \frac{2M_t h}{D_0 (M_t + D_0 z A_0 E_1)} \quad (3.67)$$

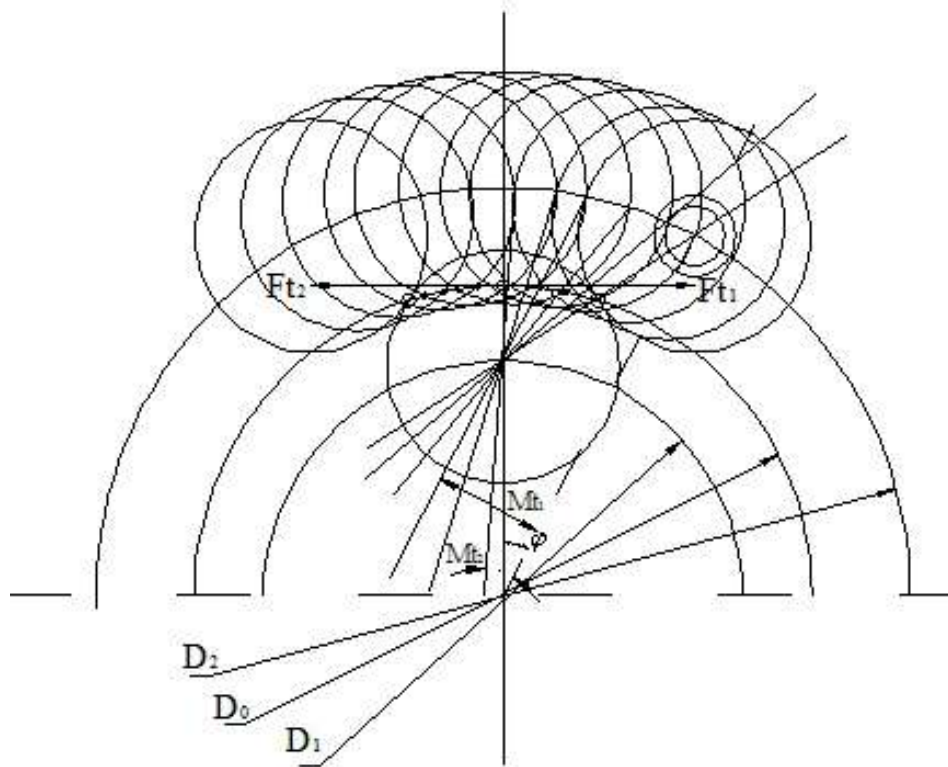


Fig. 3.41 Schema de calcul a cuplajului cu role din cauciuc

Caracteristica cuplajului este progresivă polinomială de gradul 3. Cuplajul transmite momente de torsiune mari pentru deplasări unghiulare de ordinul 35° , când are loc decuplarea.

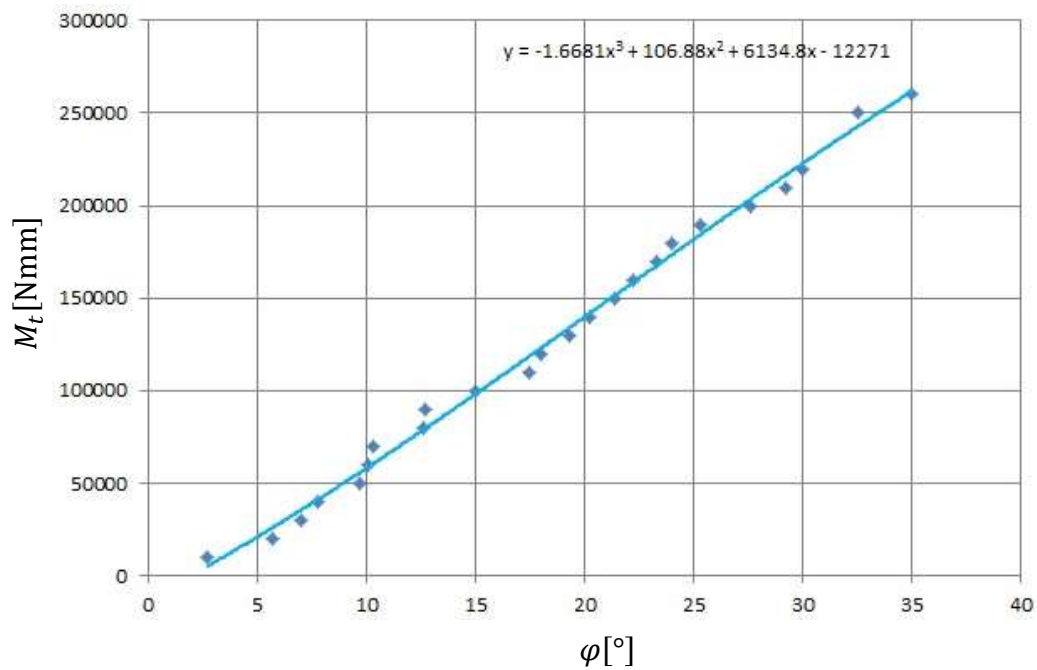


Fig. 3.42 Caracteristica experimentală a cuplajului cu role din cauciuc

3.9.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu role din cauciuc cu proprietăți diferite

Se vor prezenta caracteristicile experimentale pentru role cu diferite elemente elastice cu diferite proprietăți: cauciuc Ø25– cauciuc Ø20 ; cauciuc Ø25 – polyurethan Ø20.

Determinarea momentului de torsiune cuplaj cauciuc Ø25 – cauciuc Ø20

Schema de calcul este prezentată în figura 3.41

$$M_{t\max} = \frac{1}{2}D_1z(d_1 + d_2)l\sigma_{as} \quad (3.68)$$

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

$M_{t\max}$ - momentul de torsiune maxim care soliciță transmisia

$$M_{t\text{cap}} = \frac{1}{2}D_0zl(d_1 + d_2)E_1 \left(\frac{\varphi_{\max}}{\frac{h_1+h_2}{D_0}-\varphi_{\max}} \right) \geq M_{tc} \quad (3.69)$$

unde:

z – numărul de role dispuse echiunghiular,

d_1 - diametrul bușelor de cauciuc sau a bușelor de polyurethan al semicuplajului 2,

d_2 - diametrul bușelor de cauciuc al semicuplajului 1,

E_1 – modulul de elasticitate al elementului elastic în stare precomprimată,

h_1 – înălțimea de comprimare a bușelor de cauciuc sau a bușelor de polyurethan al semicuplajului 2,

h_2 – înălțimea de comprimare a bușelor de cauciuc al semicuplajului 1,

φ – unghiul de rotire relativă a semicuplajelor.

Caracteristica cuplajului elastic și de siguranță cu role de cauciuc

$$\varphi = \frac{2M_t(h_1+h_2)}{D_0\left(M_t+\frac{1}{2}D_0z(d_1+d_2)E_1\right)} \quad (3.70)$$

În tabelul 3.1 sunt prezentate valorile sarcinii de încărcare, respectiv unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje, cauciuc Ø25 – cauciuc Ø20

Tabelul 3.1

Momentul aplicat semicuplajului [Nmm]	Unghiul de deplasare relativă φ [°]
10000	1.3
20000	2.5
30000	3.7
40000	5
50000	6.2
60000	7.9
70000	9.5
80000	10.5
90000	12.3
100000	13.6
110000	14.6
120000	16.5
130000	18.15
140000	20
150000	22.5

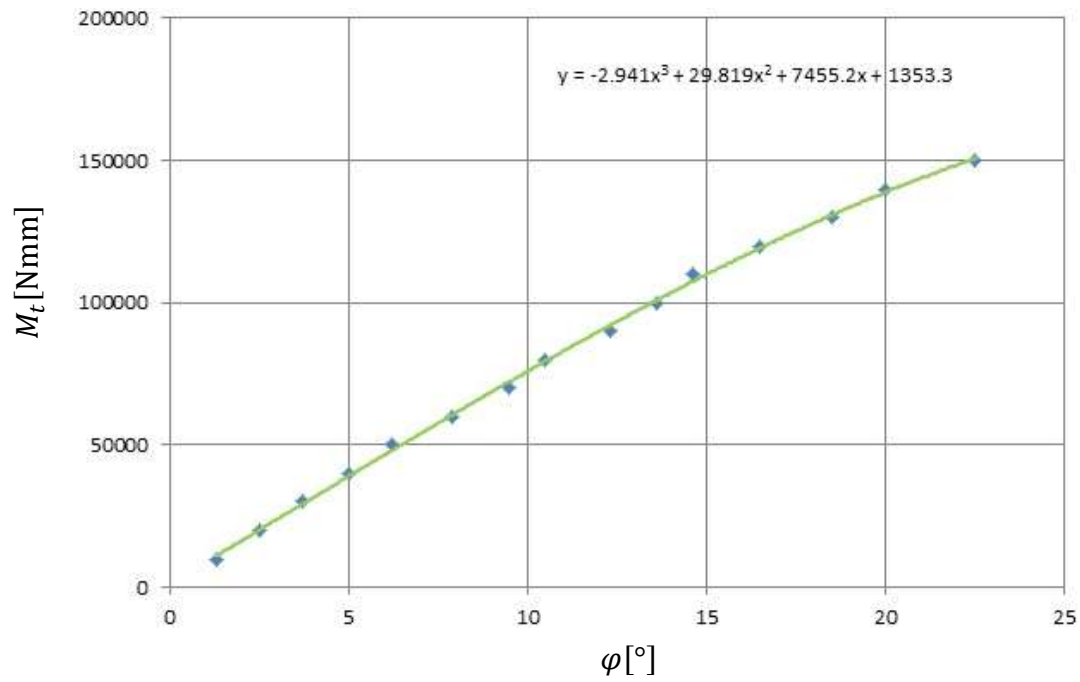


Fig. 3.43 Caracteristica experimentală a cuplajului cu role de cauciuc

Caracteristica cuplajului elastic și de siguranță cu role de cauciuc Ø25 – polyurethan Ø20

În tabelul 3.2 sunt prezentate valorile sarcinii de încărcare respectiv unghiul de rotire relativă dintre semicuple, cauciuc Ø25 – polyurethan Ø20.

Tabelul 3.2

Forța aplicată semicuplei [N]	Unghiul de deplasare relativă φ [°]
10000	1.8
20000	2.8
30000	3.6
40000	5
50000	6.1
60000	7.15
70000	8.3
80000	9.5
90000	10.5
100000	11.7
110000	12.6
120000	14.3
130000	15.4
140000	16.6
150000	18.1
160000	19.7
170000	21.2
180000	24.1
190000	26.2

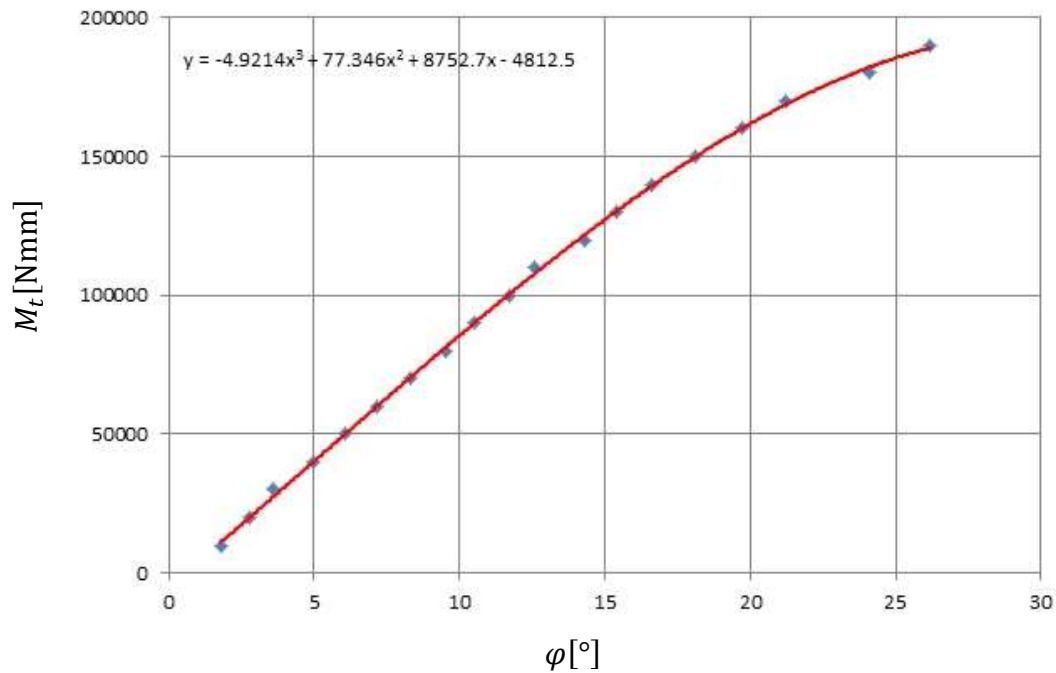


Fig. 3.45 Caracteristica experimentală a cuplajului cu role cauciuc Ø25 – polyurethan Ø20

Soluția constructivă de cuplaj elastic și de siguranță prezentat are următoarele avantaje :

- asigură compensarea de abateri axiale, radiale și unghiulare, în limitele relativ largi ;
- asigură o bună amortizare a șocurilor și vibrațiilor torsionale, prin contactul mobil dintre : elementele elastice și cama degenerată a semicuplajului condus; dintre rolele de cauciuc ale celor două semicuplaje;
- se pot obține diferite caracteristici elastice, funcție de forma constructivă, natura elementului elastic, precum și modul de dispunere în cadrul cuplajului;
- asigură o rotire relativă între cele două semicuplaje funcție de natura și modul de dispunere a elementelor componente ale semicuplajelor, peste limitele admise, cuplajul elastic devine unul de siguranță ;
- asigură limitarea și reglarea momentului de torsiune capabil a fi transmis ;
- cuplajele prezentate au construcție simplă, dimensiuni de gabarit reduse și un cost scăzut, în comparație cu cele combinate care îndeplinesc același funcții.

3.10. Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare

Cuplajul elastic și de siguranță cu manșoane de cauciuc și știfturi de forfecare este prezentat în figura 3.46 în secțiune longitudinală. Pornind de la secțiunea longitudinală și funcțiile reprezentative ale cuplajului elastic și de siguranță se pot formula următoarele cerințe ale cuplajului proiectat, dintre care amintim:

- cuplajul trebuie să preia abaterile tehnologice și de montaj;
- mișcarea relativă dintre semicuplaje să se realizeze fără șocuri;
- să aibă o capacitate mare de amortizare;
- cuplajul să prezinte o caracteristică neliniară;
- schimbarea elementelor componente să se facă fără demontarea cuplajului;
- schimbarea sensului de rotație să se realizeze fără șocuri de moment;
- elementele componente să nu fie realizate cu proeminențe.

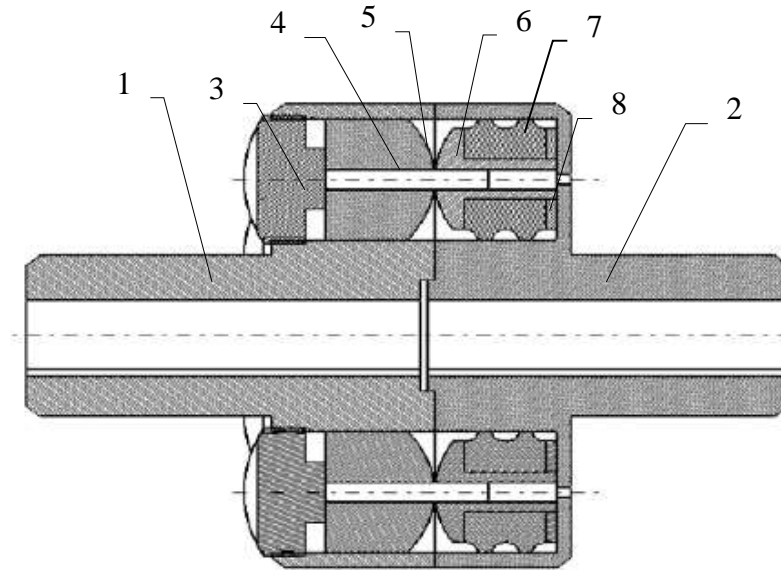


Fig. 3.46 Secțiune longitudinală a cuplajului cu manșon de cauciuc și știfturi de forfecare

Cuplajul are în structură următoarele elemente componente: 1 și 2 semicuplajele, 3 – element de reglare și fixare a bucșelor metalice - 5 și 6, 4 – știft de forfecare, 7 – manșon de cauciuc, 8 – șaibă care fixează manșonul de cauciuc pe bucșa metalică 6.

Calculul de proiectare cuprinde următoarele etape: prima etapă dimensionarea și verificarea știftului de forfecare, a doua etapă dimensionarea și dimensionarea manșonului de cauciuc. În acest context se va face referire la cele două tipuri de cuplaje care fac parte din elementele componente ale cuplajului elastic și de siguranță.

3.10.1. Calculul de dimensionarea și verificare a cuplajului cu știftului de forfecare

Cuplajul de siguranță din figura 3.47 se folosește pentru întreruperea automată a legăturii dintre arborii cuplați, în cazul apariției unor suprasarcini în timpul funcționării. La știfturile lise bucșele stabilesc locul de forfecare al știfturilor, [DRĂ/1 78].

Cuplajul de siguranță cu știfturi de forfecare transmite cuplu capabilat de relația

$$M_{t,cap} = \frac{\pi}{8} z D_0 d_1^2 \gamma \sigma_r = M_{t,lim} \quad (3.71)$$

Știfturile de forfecare sunt dimensionate folosind relația

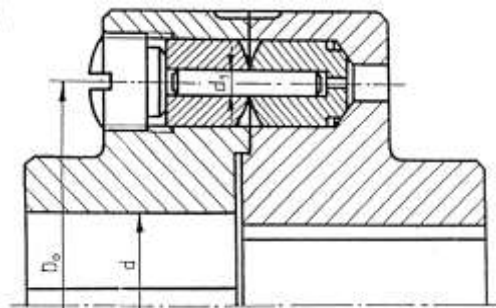


Fig. 3.47 Schema de calcul

$$z d_1^2 = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{M_{t,lim}}{D_0 \gamma \sigma_r} \quad (3.72)$$

unde $M_{t,lim} \leq (1.15 \dots 1.2) M_{tc}$, M_{tc} – momentul de torsiune de calcul

3.10.2. Calculul de dimensionarea și verificare a cuplajului elastic cu manșon de cauciuc

Cuplajul elastic cu elemente de cauciuc din figura 3.48 are următoarele avantaje: elasticitate mare; capacitate mare de amortizare; simplu din punct de vedere constructiv. Are în schimb o durabilitate mai mică și rezistență maimică.

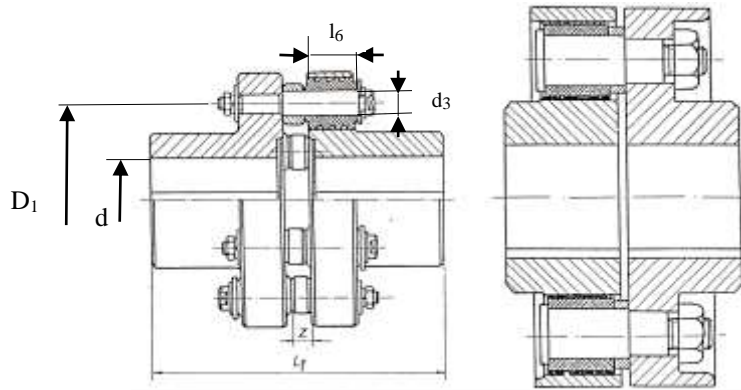


Fig. 3.48 Schema de calcul

Momentul ce poate fi transmis de cuplaj are expresia:

$$M_{tcap} = \frac{1}{2} D_1 z d_3 l_6 \sigma_{as} \geq M_{tc} \quad (3.73)$$

Se verifică strivirea dintre bolt și manșon:

$$\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{z D_1 z d_3 l_6} \leq \sigma_{as} \quad (3.74)$$

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

Pentru funcționarea corectă a cuplajului elastic și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare trebuie respectată relația de mai jos, obținută prin corelarea relației 3.69 cu relația 3.71

$$M_{t, cap} (\text{cuplaj elastic}) \geq M_{t, cap} (\text{cuplaj de siguranță}) \quad (3.75)$$

4. Modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță

Acest capitol are ca obiectiv prioritar modelarea dinamică a cuplajului elastic și 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 (v. figura 4.1) cuprinde: un motor de antrenare, o transmisie, care include cuplajul analizat, și un efector (consumator de putere).

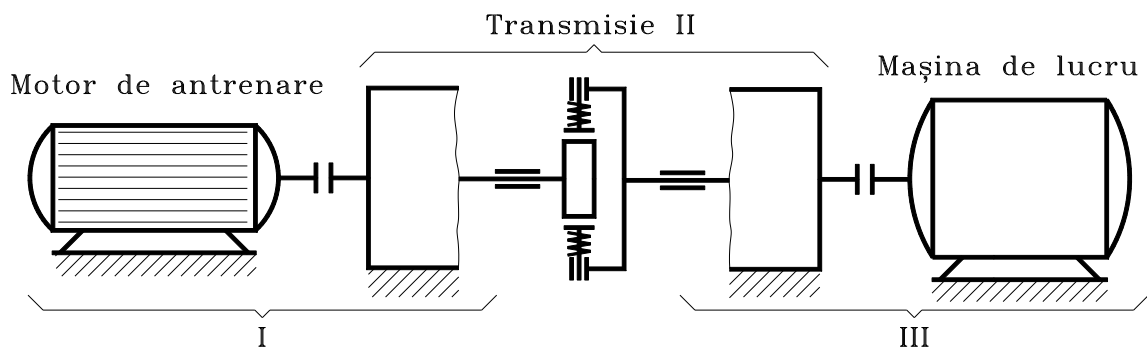


Fig. 4.1 Modelarea dinamică a cuplajului

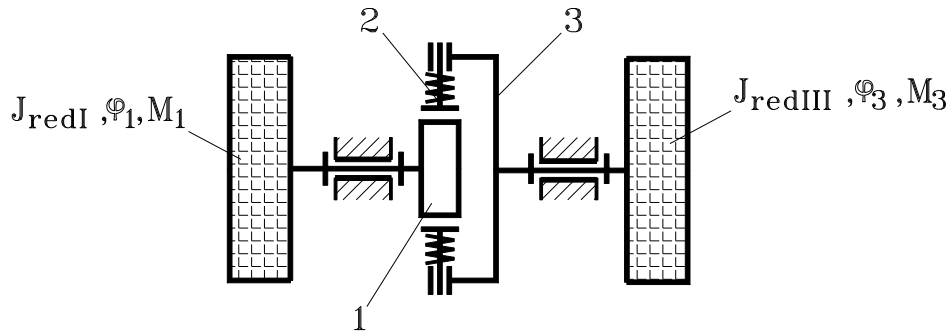


Fig. 4.2 Schema echivalentă a cuplajului

Pentru modelarea dinamică a cuplajului, în figura 4.2, s-a propus o schemă echivalentă de calcul în care părțile componente ale mașinii, notate în figura 4.1, cu I și III, sunt reduse la arborii semicuplajelor 1 și 3. Pe baza schemei de calcul echivalente din figura 4.2, se propune următorul algoritm de analiză dinamică, [BIC 79], [FRA 75], [OLA 86], [STR/16 07]:

- 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.

4.1 Formularea problemei de modelare dinamică

Din punct de vedere structural, transmisia II (fig. 4.2) este caracterizată prin $L=3$ legături exterioare și gradul de mobilitate $M=2$. Din interpretarea acestora, se obține:

$$L = 3 \Rightarrow 2L \text{ parametri exteriori: } (\varphi_1, M_1), (\varphi_3, M_3), (s_a, F_a), \quad (4.1)$$

$$M = 2 \Rightarrow 2 \text{ mișcări exterioare independente: } (\varphi_1, \dot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_1), (\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3), \quad (4.2)$$

$$\Rightarrow 2 \text{ funcții de transmitere a forțelor: } M_1 = M_1(F_a, \varphi_1, \varphi_3), \quad (4.3)$$

$$M_3 = M_3(F_a, \varphi_1, \varphi_3), \quad (4.4)$$

$$L-M = 1 \Rightarrow \text{o funcție de transmitere a mișcărilor: } s_a = s_a(\varphi_1, \varphi_3), \quad (4.5)$$

$$\Rightarrow \text{o forță exterioară independentă: } F_a. \quad (4.6)$$

Ținând seama că funcționarea mecanismului în mașină este caracterizată prin mișcări și forțe determinate în timp, rezultă că pentru determinarea celor 6 parametri exteriori (4.1) ai mecanismului sunt necesare 6 ecuații independente; $L=3$ dintre aceste ecuații caracterizează legăturile mecanismului (funcțiile de transmitere ale acestuia - relațiile (4.3), (4.4), (4.5)), iar celelalte $L=3$ ecuații necesare sunt descrise de caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și rezistente (v. fig. 4.2):

$$M_1 = M_1(\omega_1), M_3 = M_3(\varphi), F_a = F_a(s_a). \quad (4.7)$$

Prin urmare, formularea problemei de dinamică constă în stabilirea celor 6 parametri exteriori (4.1), ca expresii de timp, în condițiile definirii dependențelor introduse de legăturile mecanismului și a unor caracteristici date, corespunzătoare legăturilor exterioare.

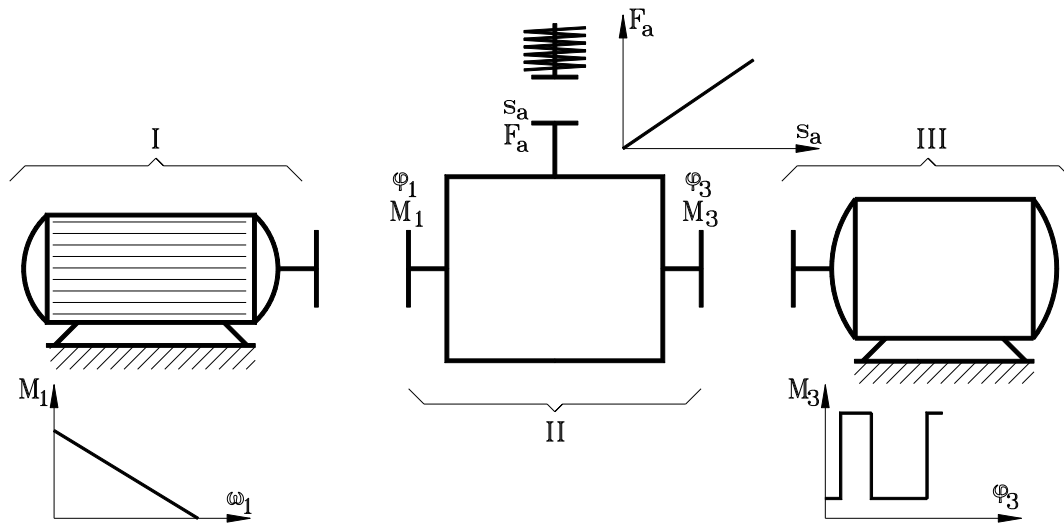


Fig. 4.2. Schema sistemelor energetice motoare și rezistente

4.2. Modelarea cinematică și statică a cuplajului

Acest subcapitol are ca scop determinarea dependențelor introduse de mekansim între mișcările și forțele exterioare (în premiza că transmisia este izolată din mașină), dependențe exprimate sub forma funcțiilor de transmitere a mișcărilor, [STR/32 15]

$$s_a = s_a(\varphi_1, \varphi_3), \quad (4.8)$$

și, respectiv, a sarcinilor

$$M_1 = M_1(F_a, \varphi_1, \varphi_3), \quad (4.9)$$

$$M_3 = M_3(F_a, \varphi_1, \varphi_3). \quad (4.10)$$

Cuplajul elastic și de siguranță propus poate fi modelat ca un mecanism bimobil ($M=2$), de tip "capacitiv" (prin analogie cu circuitele electrice de curent alternativ), cu o intrare și o ieșire, în care mișcările semicuplajelor, φ_1 și φ_3 , sunt considerate parametrii independenți. Capacitatea mecanică a cuplajului, materializată prin elementele elastice ale acestuia, transformă cupla dintre tachelul 2 și semicuplajul 3 (v. fig. 3.2) într-o legătură care este considerată în continuare 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.

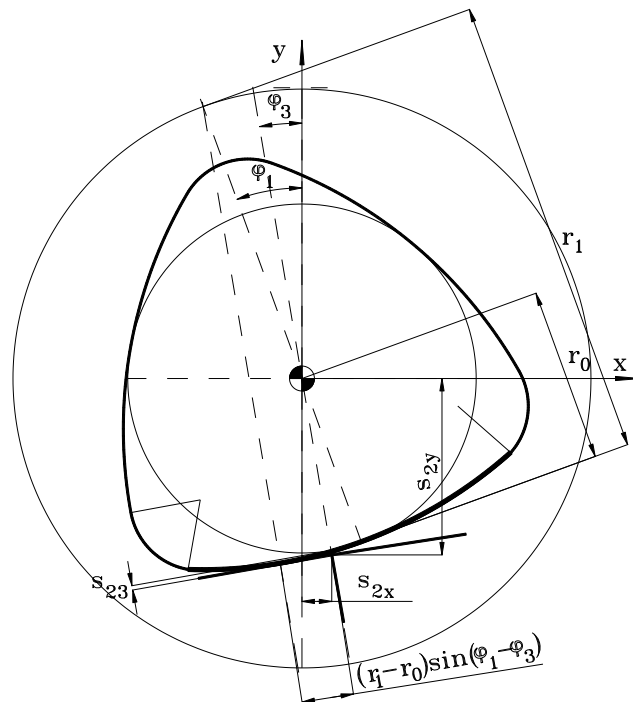
Modelul mekansimului adoptat are la bază următoarele premize:

- elementele cinematice sunt rigide;
- legăturile mecanice sunt permanente, olonome și scleronome.

În capitolul 3 s-au modelat analitic corelațiile dintre deplasările semicuplajelor și momentul transmis, de la un semicuplaj la celălalt, în funcție de deplasarea relativă dintre acestea. În figura 4.3 s-au reprezentat pozițiile camei pentru faza I și a II-a de decuplare (faza I, reprezentată în figura 4.3, corespunde funcționării camei pe cercul de rază r_0 , iar faza a II-a, reprezentată în fig. 4.3,b, corespunde cercului de rază r_2), în care ambele semicuplaje sunt mobile; semicuplajul condus având deplasarea unghiulară φ_3 , obținându-se astfel o deplasare unghiulară relativă

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_3 .$$

Faza I



Faza II

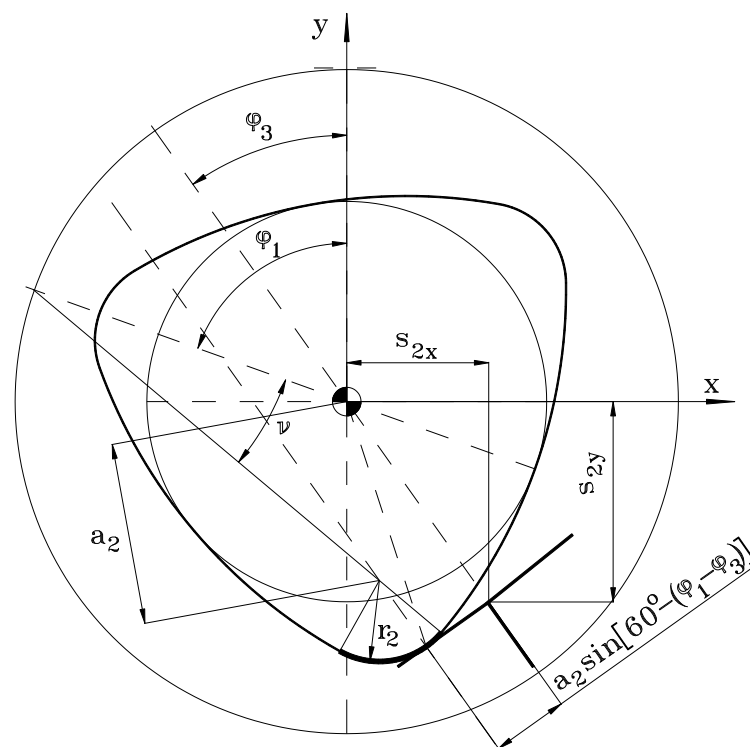


Fig. 4.3. Schema de definire a funcțiilor de poziție

Cunoscând geometria camei, se poate determina atât funcția de transmitere a mișcărilor $s_a = s_a(\varphi_1, \varphi_3) = s_{23}$ cât și funcțiile de poziție relativă s_{21} și absolută s_2 ale tachelului, funcții necesare în calculele ulterioare. Prin derivarea succesivă a acestor funcții de poziție, se obțin expresiile vitezelor și accelerațiilor, având ca argumente mișcările independente ale mecanismului; expresiile funcțiilor de poziție, viteză și accelerație au fost sistematizate în tabelul 4.1.

În varianta neglijării frecării și a inerției, funcțiile de transmitere ale momentelor (v. relațiile (4.9) și (4.10)) sunt descrise de expresiile momentelor capabile transmise, stabilite în capitolul 3. În condițiile considerării forțelor de inerție și a forțelor de frecare, determinarea funcțiilor de transmitere a forțelor se va realiza cu ajutorul ecuațiilor lui Lagrange, această problemă fiind prezentată într-un subcapitol separat (v. subcap. 4.4.), [STR/8 99].

Funcțiile de poziție, viteză și accelerație ale tachelului

Tabelul 4.1

Faza I	Faza a II-a
• Unghiul de rotație relativă dintre semicuple	
$\varphi_1 - \varphi_3 \in [0, \varphi_{\max I}]$ $\varphi_{\max I} = 60^\circ - \arcsin\left(\frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} \sin 60^\circ\right)$	$\varphi_1 - \varphi_3 \in [\varphi_{\max I}, \varphi_{\max II}]$ $\varphi_{\max II} = 60^\circ$
• Funcția de poziție a tachelului 2 (coordonate absolute)	
$[s_2] = \begin{bmatrix} s_{2x} \\ s_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 \sin \varphi_3 \\ -k_2 \cos \varphi_3 \end{bmatrix}$	
• Funcția de viteză a tachelului 2	
$[v_2] = \begin{bmatrix} v_{2x} \\ v_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 \\ -k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$	
• Funcția de accelerație a tachelului 2	
Faza I	
$[a_2] = \begin{bmatrix} (r_1 - r_0) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 - k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + \\ + k_1 \sin \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \\ -(r_1 - r_0) \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 - \\ - k_1 \cos \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$	
Faza a II-a	
$[a_2] = \begin{bmatrix} -a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)] \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 - k_2 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 + \\ + k_1 \sin \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \cos \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \\ a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)] \cos \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 2k_1 \sin \varphi_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 + k_2 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3^2 - \\ - k_1 \cos \varphi_3 (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) + k_2 \sin \varphi_3 \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix}$	
• Funcția de poziție relativă a tachelului 2 față de semicuplele condus 3	
$s_{23} = k_2 - r_0$	
• Funcția de viteză relativă a tachelului 2 față de semicuplele condus 3	
$v_{23} = k_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)$	
• Funcția de poziție relativă a tachelului 2 față de semicuplele conducător 1	
$s_{21} = r_1 (\varphi_1 - \varphi_3) - (r_1 - r_0) \sin(\varphi_1 - \varphi_3) \quad s_{21} = r_1 \varphi_{\max I} + r_2 (\varphi_1 - \varphi_3 - \varphi_{\max I}) - a_2 \sin[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$	

• Funcția de viteză relativă a tachelului 2 față de semicuplajul conducător 1	
$v_{21} = k_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)$	
Notații	
$k_1 = (r - r_0)\sin(\varphi_1 - \varphi_3)$	$k_1 = a_2 \sin[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$
$k_2 = r_1 - (r_1 - r_0)\cos(\varphi_1 - \varphi_3)$	$k_2 = r_2 + a_2 \cos[60 - (\varphi_1 - \varphi_3)]$
$k_3 = (r_1 - r_0)^2 \sin[2(\varphi_1 - \varphi_3)]$	$k_3 = -a_2^2 \sin[2(60 - (\varphi_1 - \varphi_3))]$
	$a_2 = \frac{(r_1 - r_0)\sin \varphi_{\max I}}{\sin(60 - \varphi_{\max I})}$

4.3. Modelarea corelațiilor induse de caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor

Se știe că, în cazul general, mecanismul este o parte a unei mașini (fig. 4.2). 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, [FRA 75].

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:

$$M_1 = M_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1, t), \quad (4.11)$$

$$M_3 = M_3(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, t), \quad (4.12)$$

$$F_a = F_a(s_a). \quad (4.13)$$

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.

4.3.1. Modelarea momentului motor

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 calculelor, [FRA 75], [ROȘ 84].

În cazul studiat, se propune ca soluție simplificată porțiunea de funcționare liniară a caracteristicii unui motor asincron $M_1 = M_1(\omega_1)$ (fig. 4.4,a).

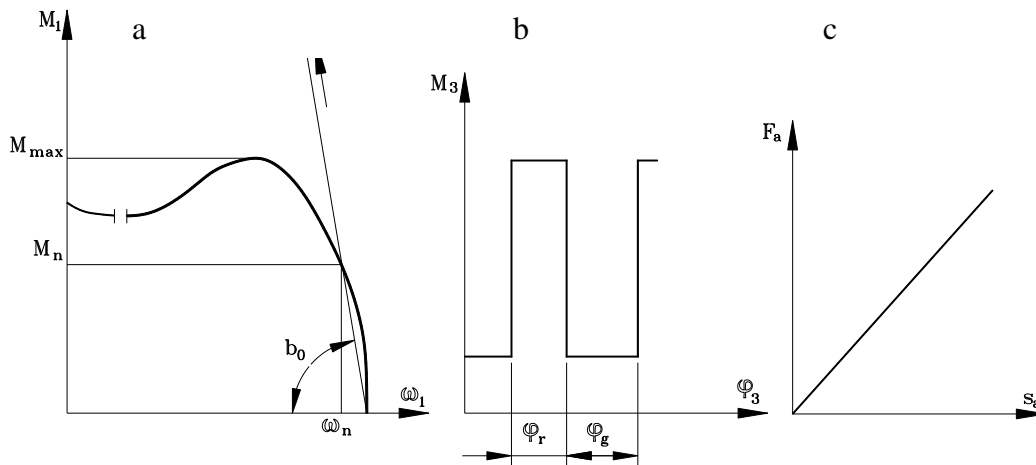


Fig. 4.4. Caracteristicile mecanice ale sistemelor energetice motoare și rezistente

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

$$M_1 = a_0 - b_0 \omega_1 = M_n \left(1 + \frac{M_{\max}}{M_n} \right) - \frac{M_n}{\omega_n} \frac{M_{\max}}{M_n} \omega_1 \quad (4.14)$$

în care a_0 reprezintă mărimea momentului convențional, care se obține dacă dreapta dată se prelungește până la intersecția cu axa ordonatelor, iar b_0 - 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 [NĂS 79].

4.3.2. Modelarea momentului rezistent

Pentru determinarea momentului rezistent, se va considera cazul unei diagrame specifică mașinilor percutante, cu moment rezistent mare la funcționarea de regim ($M_{\text{șoc}}$) și cu moment rezistent mic la mers în gol (M_{tc}). O astfel de caracteristică este reprezentată în fig. 4.4,b și este exprimată de ecuația

$$\begin{aligned} M_{t3} &= M_{\text{tc}} \quad , \text{ pentru } \varphi \in \varphi_g \text{ și} \\ M_{t3} &= M_{\text{tc}} + M_{\text{șoc}}, \text{ pentru } \varphi \in \varphi_r \end{aligned} \quad (4.15)$$

4.3.3. Modelarea forței din arc

În procesul de decuplare, deplasarea tacheților conduce la comprimarea arcurilor elicoidale. Ca urmare, la comprimarea arcurilor, asupra tacheților acționează forța rezistentă F_a . Cunoscând caracteristica elastică liniară (fig. 4.4,c) a arcului, se poate scrie expresia forței din arc

$$F_a = F_{a1} + s_{23} K_a, \quad (4.16)$$

în care F_{a1} reprezintă forța de pretensionare a arcurilor, a cărei expresie are forma

$$F_{a1} = \frac{(M_{\text{tc}} + 3m_t k_1 k_2 \omega_0^2)(L_2 - L_1)(1 - \mu_B \mu_C) + 2\mu_C [\mu_B (L_2 - k_2) - k_1]}{3(L_2 - L_1)(k_1 + \mu_B k_2)} \quad (4.17)$$

unde: k_a este rigiditatea arcului; μ_B – coeficientul de frecare dintre camă și tchet; μ_C – coeficientul de frecare dintre camă și semicuplajul condus; ω_0 – viteza unghiulară relativă necesară.

Expresia forței rezistente se va determina pentru cele două faze de decuplare, înlocuind pentru deplasarea s_{23} expresiile corespunzătoare prezentate în tabelul 4.1.

4.4. Modelarea mișcării semicuplajelor cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a II-a

Determinarea funcțiilor de transmitere a forțelor (v. subcap. 4.2, relațiile (4.9) și (4.16)), pentru mecanismul bimobil echivalent cuplajului elastic și de siguranță, se va realiza aplicând ecuațiile Lagrange de speța a II-a, metodă preferată principiului lui d'Alembert, datorită câtorva avantaje, cum ar fi:

- metoda ecuațiilor lui Lagrange este mult mai simplu de aplicat, datorită volumului de calcul mult mai mic;
- 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 ecuațiile de mișcare ale sistemului.

4.4.1. 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 legăturilor ideale, care permite aplicarea principiului lucrului mecanic virtual (puterii mecanice virtuale). În această premiză, aplicarea ecuațiilor lui Lagrange exclude de obicei considerarea forțelor de frecare. Pentru a eluda acest dezavantaj, în continuare forțele de frecare vor fi considerate ca forțe exterioare, determinarea lor fiind realizată distinct, prin metoda d'Alembert [NOR/1 94], [NOR/2 09].

4.4.2. Modelarea forțelor de frecare pe baza metodei d'Alembert

Această etapă urmărește determinarea forțelor de frecare F_{fB} și F_{fC} (fig. 4.5), forțe ale căror expresii sunt necesare pentru determinarea forțelor generalizate Q_1 și Q_2 , din ecuațiile Lagrange de speța a II-a (v. subcap 4.4.3) În conformitate cu metoda d'Alembert, pentru determinarea forțelor de frecare, se izolează elementul 2 și se scriu ecuațiile de echilibru cinetostatic (fig. 4.5).

Se determină forțele de frecare F_{fB} și F_{fC} .

4.4.3. 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], [STR/8 99].

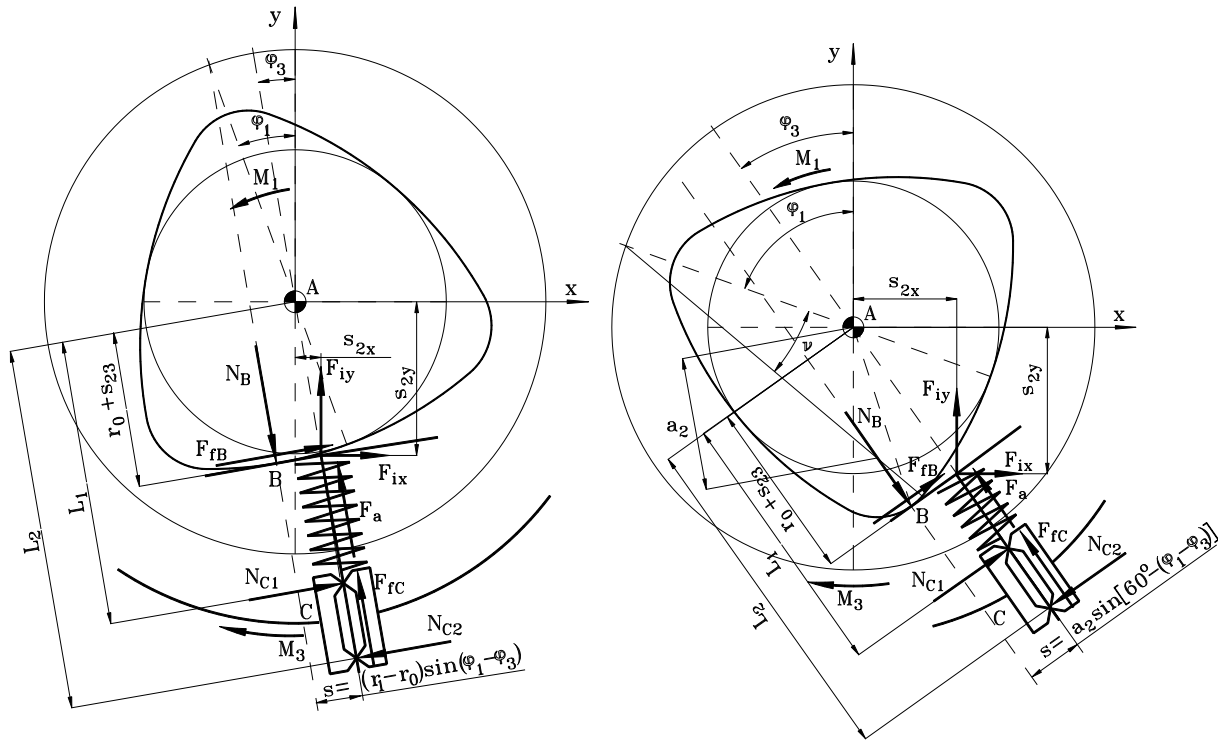


Fig. 4.5 Schema cinematică pentru determinarea în cele două faze

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

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \varphi_3} = Q_3, \end{cases} \quad (4.18)$$

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 unui punct ales al elementului - punct 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. Pentru cazul mecanismului considerat, puterea mecanică totală se poate scrie sub forma

$$Q_1 \dot{\varphi}_1 + Q_3 \dot{\varphi}_3 = M_1 \dot{\varphi}_1 - M_3 \dot{\varphi}_3 - 3F_a v_{23} - 3F_{f21} v_{21} - 3F_{f23} v_{23}, \quad (4.19)$$

unde: M_1 este momentul motor (la semicuplajul conducător); M_3 - momentul rezistent (la semicuplajul condus); F_a - forța rezistentă din arc, pe direcția comprimării acestuia; F_{f21} , F_{f23} - forțele de frecare dintre camă și tacheți, respectiv dintre tacheți și semicuplajul condus; v_{21} - viteza relativă dintre camă și tacheț; v_{23} - viteza relativă dintre tacheț și semicuplajul condus.

Dezvoltând relația (4.23) și înlocuind expresiile forțelor de frecare (v. 4.4.2), se pot determina expresiile forțelor generalizate:

$$Q_1 = M_1 - 3(F_a - F_{fC})k_1 - 3F_{fB}k_2, \quad (4.20)$$

$$Q_3 = -M_3 + 3(F_a - F_{fC})k_1 + 3F_{fB}k_2. \quad (4.21)$$

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

$$E = E_r + E_{tr} = \frac{1}{2}[\omega]^t [J_G] [\omega] + \frac{1}{2}[\mathbf{v}_G]^t [m] [\mathbf{v}_G], \quad (4.22)$$

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).

Ținând seama de relația (4.26), energia cinetică pentru mecanismul considerat are următoarea expresie

$$E_c = 0.5J_1\dot{\phi}_1^2 + 0.5m(v_{2x}^2 + v_{2y}^2) + 0.5J_3\dot{\phi}_3^2, \quad (4.23)$$

respectiv

$$E_c = 0.5J_1\dot{\phi}_1^2 + 0.53m_t \left[k_1^2 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3)^2 + k_2^2 \dot{\phi}_3^2 \right] + 0.5J_3\dot{\phi}_3^2. \quad (4.24)$$

În expresia energiei cinetice s-au folosit următoarele notații:

J_1 - momentul de inerție masică al părții de antrenare, redus la arborele conducător;

J_3 - momentul de inerție masică al părții conduse, redus la arborele condus al cuplajului;

$m = 3m_t$ - masa celor 3 tacheți;

v_{2x}, v_{2y} - componentele vitezei absolute a tacheților pe cele două axe;

$\dot{\phi}$ - viteza unghiulară a elementului de reducere.

Pentru simplificarea membrului stâng al ecuațiilor Lagrange, se propun următoarele notații intermediare:

- pentru prima ecuație Lagrange

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_1} = J_1\dot{\phi}_1 + 3m_t k_1^2 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3), \quad (4.25)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_1} \right) = J_1\ddot{\phi}_1 + 3m_t k_1^2 (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_3) + 3m_t k_3 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3)^2, \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_1} = 0.5 \cdot 3m_t k_3 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3)^2 + 0.5 \cdot 3m_t 2k_1 k_2 \dot{\phi}_3^2; \quad (4.27)$$

- pentru cea de-a doua ecuație Lagrange

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_3} = J_3\dot{\phi}_3 - 3m_t k_1^2 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3) + 3m_t k_2^2 \dot{\phi}_3, \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_3} \right) &= J_3\ddot{\phi}_3 - 3m_t k_1^2 (\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_3) - 3m_t k_3 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3)^2 + 3m_t k_2^2 \ddot{\phi}_3 + \\ &+ 3m_t 2k_1 k_2 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3) \dot{\phi}_3, \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\phi}_3} = -0.5 \cdot 3m_t k_3 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3)^2 - 0.5 \cdot 3m_t 2k_1 k_2 \dot{\phi}_3^2. \quad (4.30)$$

Folosind relațiile (4.29)...(4.34), sistemul de ecuații Lagrange devine:

$$\begin{cases} (J_1 + 3m_t k_1^2) \ddot{\varphi}_1 - 3m_t k_1^2 \ddot{\varphi}_3 + 0.5 \cdot 3m_t k_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 - 3m_t k_1 k_2 \dot{\varphi}_3^2 = Q_1, \\ (J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2) \ddot{\varphi}_3 - 3m_t k_1^2 \ddot{\varphi}_1 - 0.5 \cdot 3m_t k_3 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + 3m_t k_1 k_2 \dot{\varphi}_3^2 + \\ + 6m_t k_1 k_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 = Q_3. \end{cases} \quad (4.31)$$

Prin înlocuirea expresiilor forțelor generalizate (relațiile (4.24) și (4.25)) în relația (4.35) și în urma calculelor se obțin următoarele ecuații de mișcare ale mecanismului:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 - A_1(\varphi_1, \varphi_3) \ddot{\varphi}_3 + B_1(\varphi_1, \varphi_3) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 - C_1(\varphi_1, \varphi_3) \dot{\varphi}_3^2 + E_1(\varphi_1, \varphi_3) \dot{\varphi}_1 = F_1(\varphi_1, \varphi_3); \\ \ddot{\varphi}_3 - A_2(\varphi_1, \varphi_3) \ddot{\varphi}_1 - B_2(\varphi_1, \varphi_3) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + C_2(\varphi_1, \varphi_3) \dot{\varphi}_3^2 + E_2(\varphi_1, \varphi_3) \dot{\varphi}_3 + \\ + D(\varphi_1, \varphi_3) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) \dot{\varphi}_3 = F_2(\varphi_1, \varphi_3). \end{cases} \quad (4.32)$$

Coeficienții celor două ecuații diferențiale ale sistemului au următoarele expresii:

$$A_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{3m_t k_1^2}{J_1 + 3m_t k_1^2}; \quad A_2(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{3m_t k_1^2}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2}; \quad (4.33)$$

$$B_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{0.5 \cdot 3m_t k_3}{J_1 + 3m_t k_1^2}; \quad B_2(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{0.5 \cdot 3m_t k_3}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2}; \quad (4.34)$$

$$C_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{3m_t k_1 k_2}{J_1 + 3m_t k_1^2}; \quad C_2(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{3m_t k_1 k_2}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2}; \quad (4.35)$$

$$D(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{6m_t k_1 k_2}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2}; \quad (4.36)$$

$$E_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{b_0}{J_1 + 3m_t k_1^2}; \quad E_2(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{\beta_0}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2}; \quad (4.37)$$

$$F_1(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{a_0 - 3(F_a + F_{IC})k_1 - 3F_{IB}k_2}{J_1 + 3m_t k_1^2}; \quad F_2(\varphi_1, \varphi_3) = \frac{-\alpha_0 + 3(F_a + F_{IC})k_1 + 3F_{IB}k_2}{J_3 + 3m_t k_1^2 + 3m_t k_2^2} \quad (4.38)$$

4.5 Simularea numerică a comportării dinamice în regimuri reprezentative de funcționare

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 (4.36), [AVR 93], [EFT/3 08].

Ecuațiile de mișcare obținute pentru mecanismele echivalente (mecanisme ce modelează funcționarea 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 (4.32), acesta se va scrie sub următoarea formă:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \frac{d\dot{\varphi}_1}{dt} = f_1(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3); \\ \ddot{\varphi}_3 = \frac{d\dot{\varphi}_3}{dt} = f_3(t, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3), \end{cases} \quad (4.39)$$

cu condiția inițială caracteristică fiecărui regim de funcționare la $t = 0$.

Sistemul (4.39) poate fi rezolvat printr-una dintre metodele de rezolvare numerică aplicate ecuațiilor diferențiale. În cazul de față, folosindu-se metodele Euler și [ATK 83], [CRA 80], [ROȘ 84], se pot scrie relațiile de recurență.

Pentru studiul comparativ al regimurilor de funcționare ale cuplajului, se vor prezenta câteva exemple de simulare numerică. În diagrame pe abscisă se reprezintă timpul în μs , iar în ordonată se vor reprezenta, în cazul diagramelor cinematice unghiul de rotire relativă dintre semicuple (în grade), vitezele unghiulare absolute și accelerațiile unghiulare absolute – pentru cele două semicuple conducător și condus, iar în cazul diagramelor dinamice momentul de torsiune pentru semicuplele conducător, respectiv, momentul rezistent la semicuplele condus (în Nmm).

Pentru studiul comparativ al câtorva regimuri de funcționare acest subcapitol va prezenta câteva diagrame ale analizei cinematice și ale analizei dinamice.

Pentru exemplele de calcul propuse, în continuare se va considera un cuplaj elastic și de siguranță ale cărui elemente geometrice au următoarele valori (v. fig.4.5): $r_0 = 55\text{mm}$, $r_1 = 130\text{mm}$, $k_a = 3\text{N/mm}$, $\mu_B = 0,1$, $\mu_C = 0,12$, $L_1 = 140\text{mm}$, $L_2 = 160\text{mm}$.

Pentru mașina electrică de acționare se va considera motorul electric asincron ASI 180L-48-8 [RĂD 81], [FRA 75], a cărui caracteristică mecanică este descrisă de ecuația $M_{t1} = 437708 - 3870\omega_1[\text{Nmm}]$, presupunându-se astfel o caracteristică mecanică liniară. Porțiunea de funcționare a caracteristicii considerate trece prin punctul de moment nominal drept.

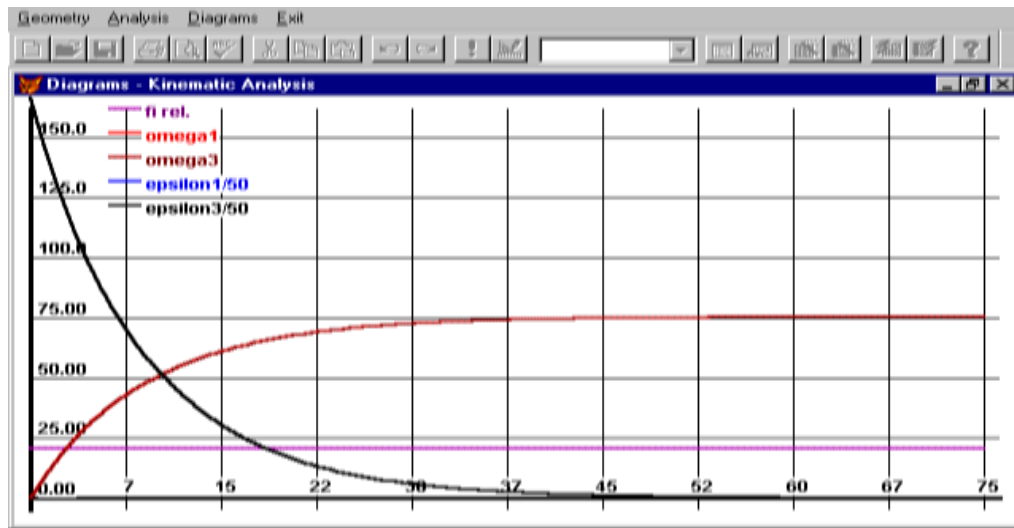
La simularea situației de **pornire** (figura 4.6), pentru a evita decuplările, s-au neglijat forțele de inerție ale semicuplei condus, care permite obținerea unui punct de funcționare fără decuplări în timpul pornirii. Diferența de moment $M_{t1} - M_{t3}$ din diagramă reprezintă momentul necesar pentru accelerarea semicuplei conducător. Ca urmare pornirea a avut loc după 75ms, punctul de funcționare fiind caracterizat prin $M_{t0} = 145902\text{ Nmm}$ și $\omega_0 = 75,4\text{ rad/s}$.

Figura 4.7 prezintă o situație de **blocare a semicuplei condus** (și menținere a acestuia fix), momentul rezistent fiind datorat forțelor din arcuri, forțelor de frecare și inerție ale semicuplei conducător. Cu ajutorul acestei diagrame, se pune în evidență modul de preluare a momentului rezistent pe fiecare arc al profilului camei (v. fig. 4.8). În cele ce urmează funcționarea cuplajului va fi caracterizată pe baza unghiului de rotire relative dintre semicuple, respectiv de punctul de contact al camei cu lamelele, ”poziția de zero” fiind considerată ca fiind cea la care contactul camă lamelă se realizează în punctul ”a” (v. fig. 4.8), atingerea valorii de 120° a unghiului de rotire relative se va considera echivalentă situației corespunzătoare ”poziția de zero”. Pentru a ușura interpretarea acestei diagrame, se prezintă valoarea momentului rezistent, valori corespunzătoare fiecărui unghi de rotire relative dintre semicuple, respective fiecărei porțiuni pe camă. În acest fel studiul diagramei 4.7 conduce la următoarele concluzii, [STR/8 99]:

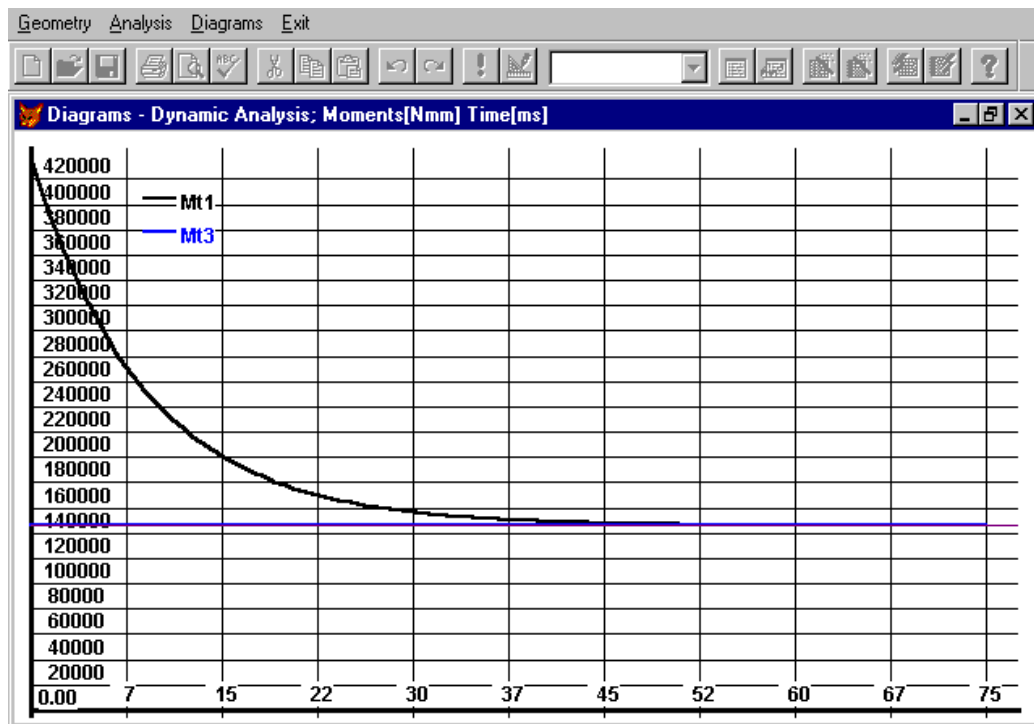
- reglarea punctului de funcționare (**a0**) se va face pe porțiunile **ab** ale camei, în funcție de momentul maxim rezistent ce se dorește a fi preluat de cuplaj;
- momentul rezistent crește pe **porțiunea ab** - semicuplele conducător fiind decelerat - punctul de moment rezistent maxim fiind obținut în punctul **b**, la o rotație relativă a camei față de semicuplele condus;
- **porțiunea bc** corespunzătoare racordării camei conduce la o scădere bruscă a momentului rezistent, respectiv la o accelerare a semicuplei conducător;
- pe **porțiunea cd** are loc o creștere a momentului rezistent, însoțită de o decelerare a semicuplei conducător;
- **arcul da** al camei conduce la scăderea momentului rezistent, din punctul **a** reluându-se ciclul de variație al momentului rezistent.

În următorul regim de funcționare se va considera o variație a momentului rezistent cu un **șoc mare de durată mică** (figura 4.8) urmat de o revenire la valoarea momentului avută înaintea șocului. În această situație șocul de moment nu determină decuplarea în timpul funcționării, la terminarea acestui punct de funcționare revenind la cel caracteristic situației inițiale.

În următoarele exemple se propun câteva situații de variație a cuplului de sarcină după grafice în trepte. Astfel, în figura 4.9 momentul rezistent are o variație corespunzătoare unui **șoc de sarcină medie de scurtă durată**, urmat de scăderea acestuia sub valoarea inițială și menținerea momentului rezistent constant, timp în care momentul motor tinde să se stabilizeze la această valoare.

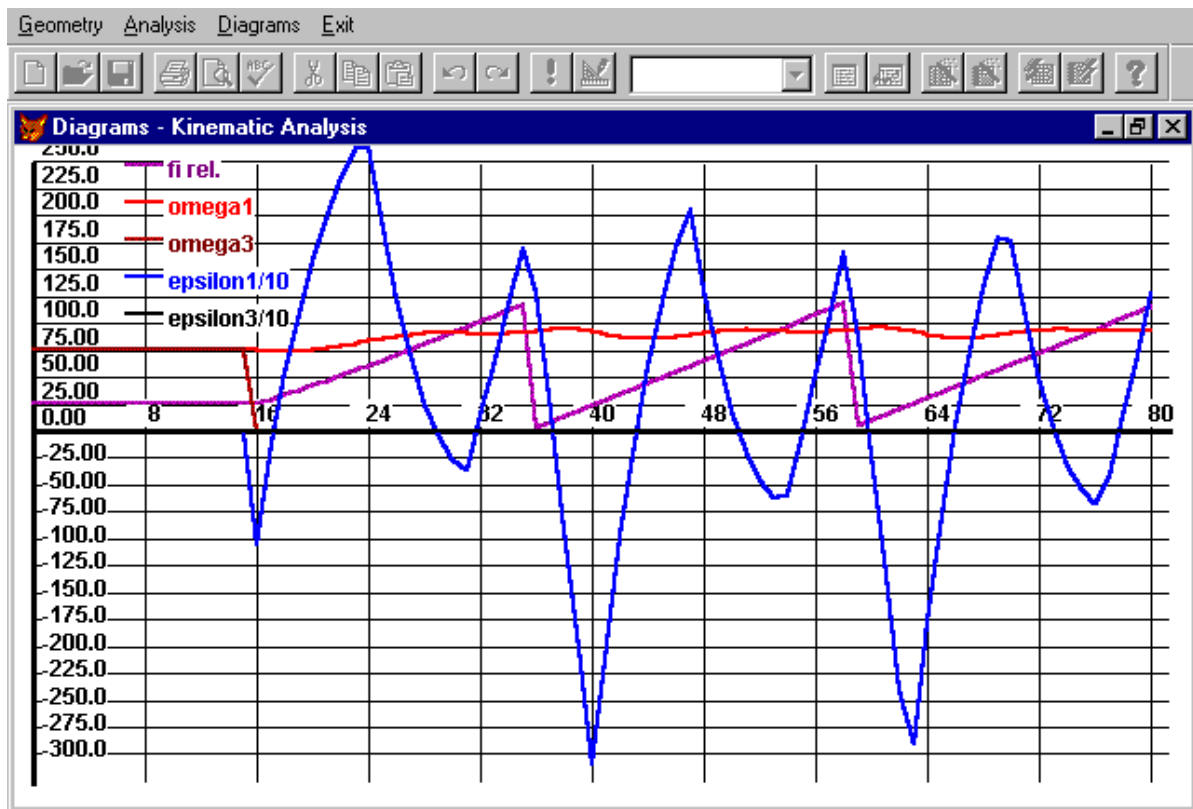


a.

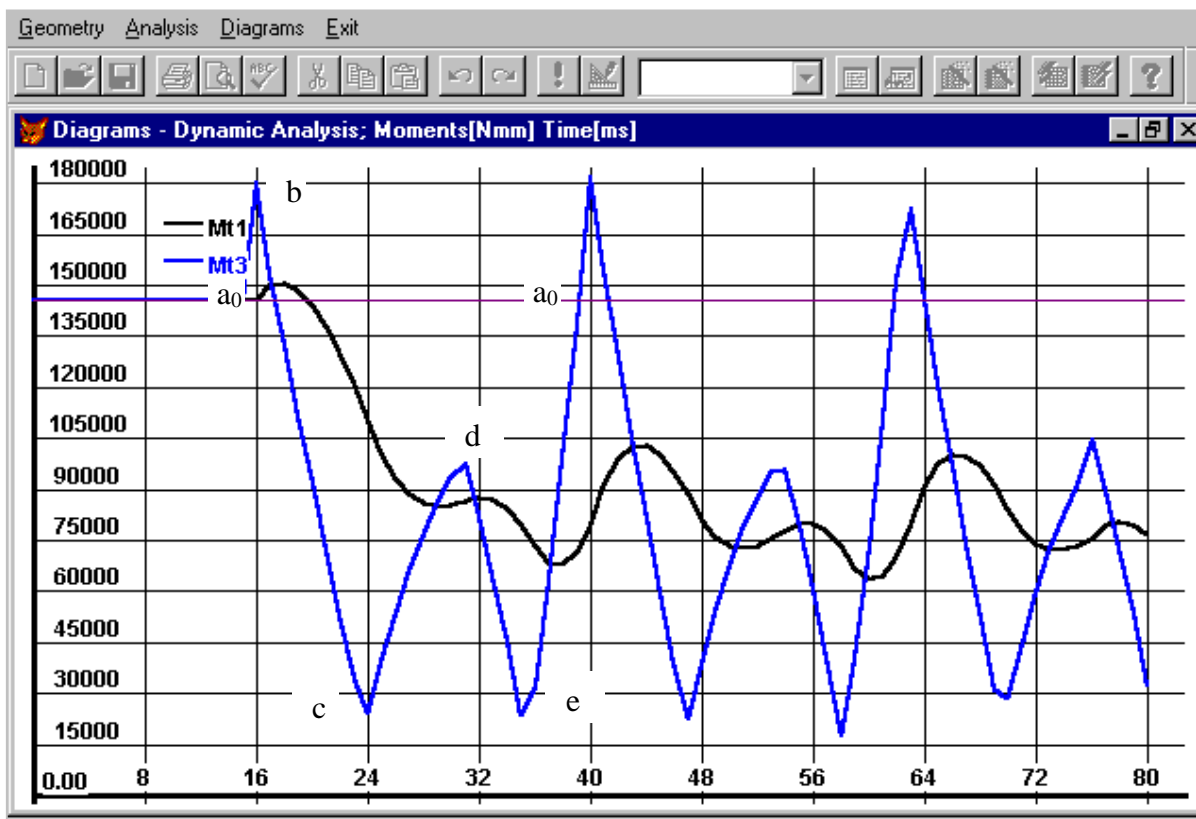


b.

Fig. 4.6 Regimul de funcționare – pornire



a.



b.

Fig. 4.7 Graficul momentului motor și cel rezistent pe diferite porțiuni ale camei

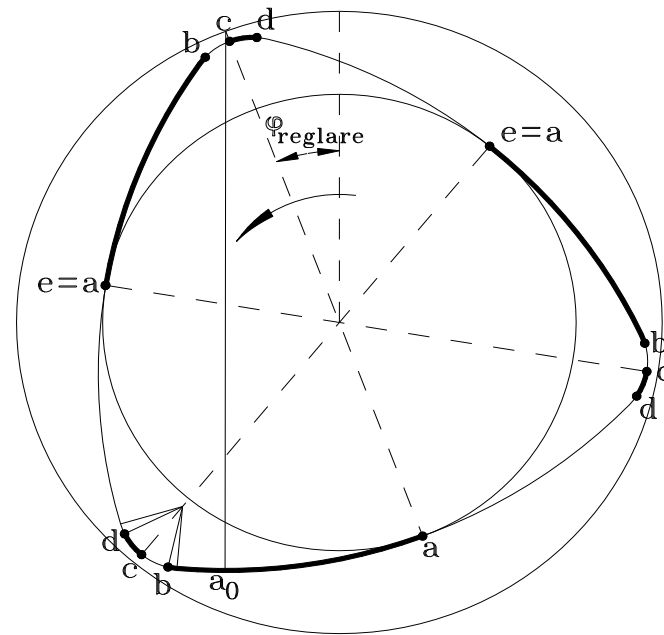
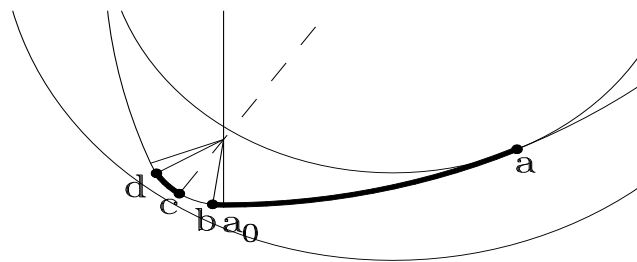
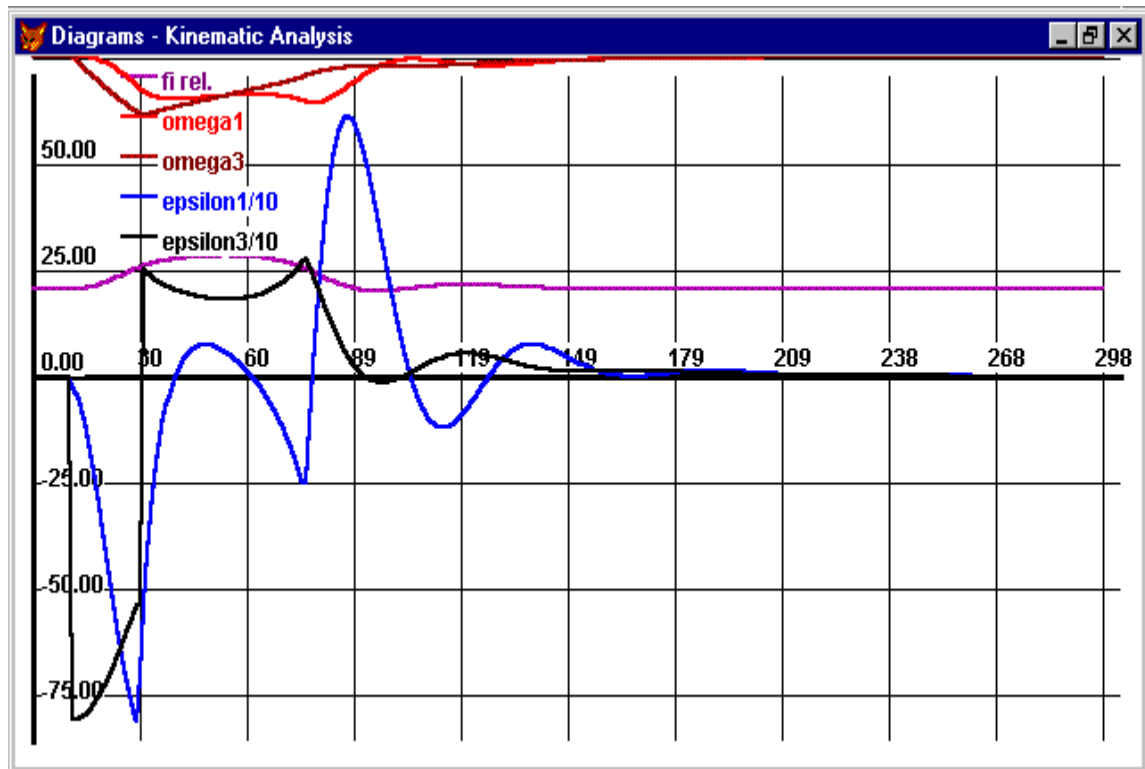
a. $F_{a1} = 1284\text{N}$ b. $F_{a1} = 985\text{N}$

Fig. 4.8 Preluarea momentului rezistent pe fiecare arc al profilului camei

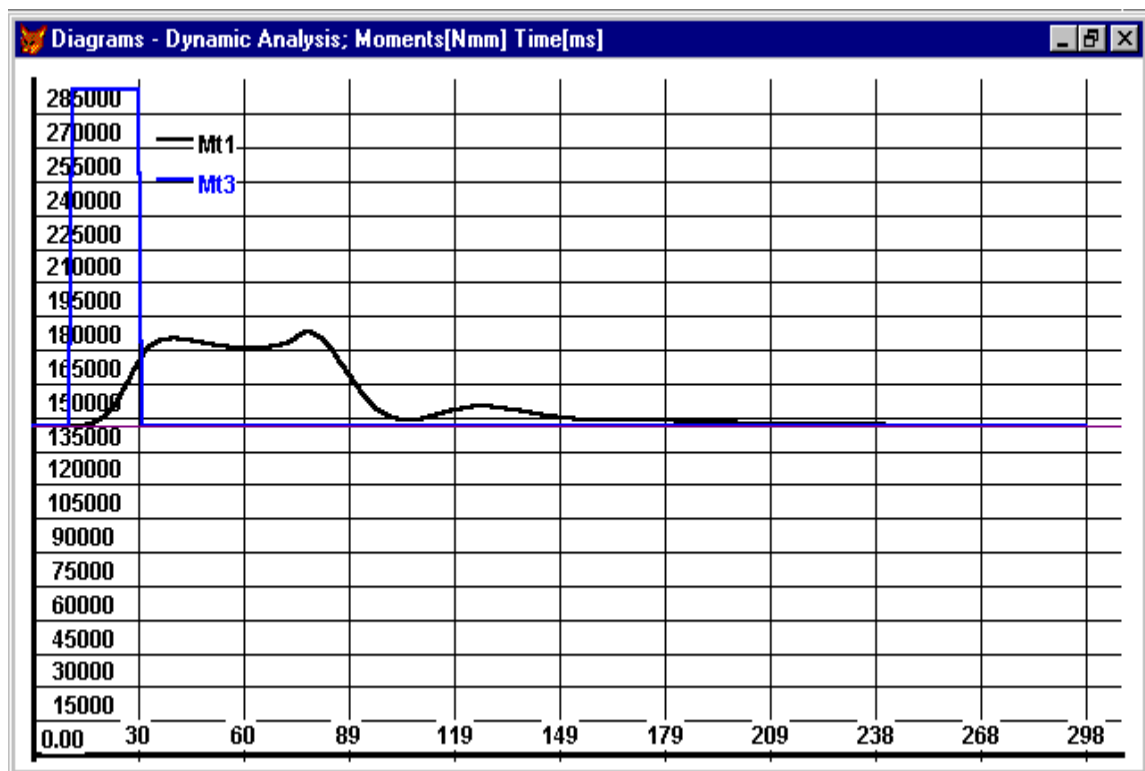
Creșterea momentului rezistent provoacă la începutul șocului scăderea vitezelor unghiulare ale celor două semicuplaje; spre sfârșitul șocului viteza semicuplajului conducător tinde să crească – momentul motor scade – viteza semicuplajului condus scăzând până în momentul scăderii bruste de moment rezistent. Menținerea momentului rezistent la o valoare mică pentru o durată de timp mare, va conduce în final (după câteva decuplări ale cuplajului, decuplări însoțite de salturi de accelerație) la stabilizarea celor două viteze unghiulare la o valoare mai mare decât cea inițială. După revenirea momentului rezistent la valoarea inițială, cuplajul va reveni în punctul de funcționare nominal, unghiul de rotație relativă dintre semicuplaje luând valoarea inițială (corespunzătoare forței de pretensionare a arcurilor calculată pentru momentul necesar a fi transmis).

În urma analizei celor două grafice, se pot formula următoarele concluzii:

- variația momentului rezistent, față de o anumită sarcină de referință, modifică valoarea momentului motor, care tinde să se stabilizeze la valoarea momentului de sarcină transmis în intervalul de timp în care momentul rezistent este constant;
- salturile mari de moment rezistent nu pot fi preluate de mașina motoare fără șocuri, stabilizarea acestora neputându-se realiza decât cu scăderea momentului rezistent sub valoarea minimă de moment, pe care motorul o atinge în timpul șocului.



a

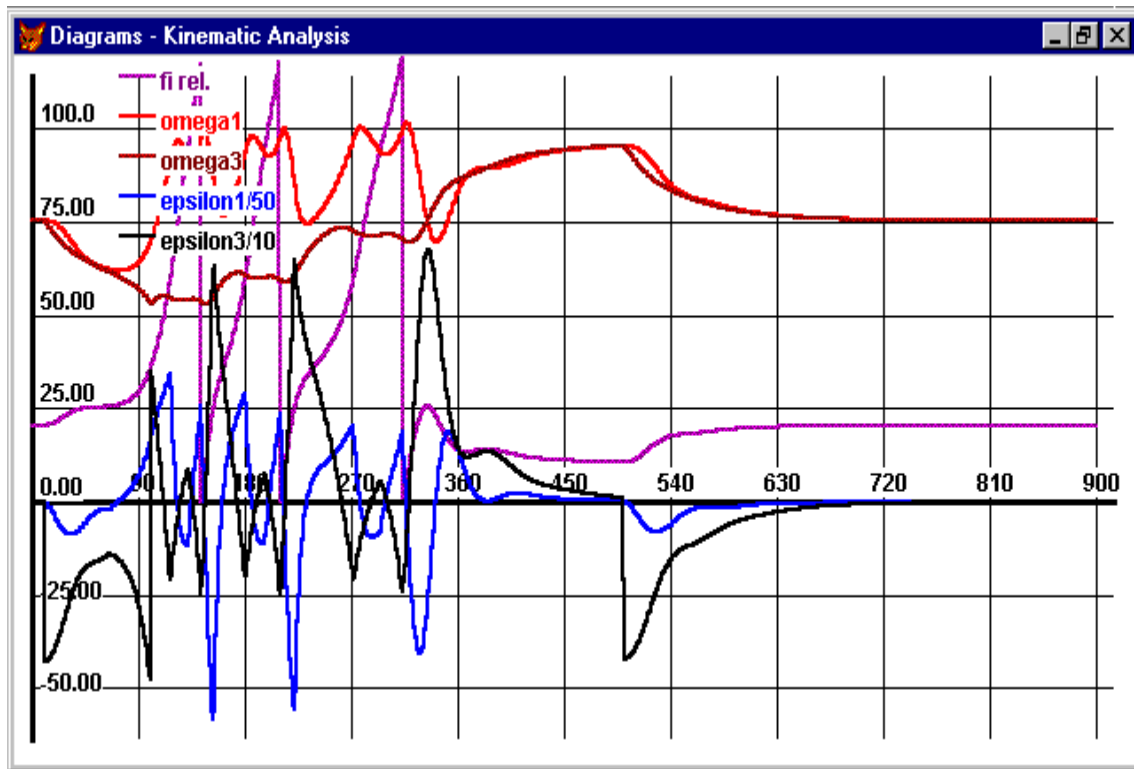


b

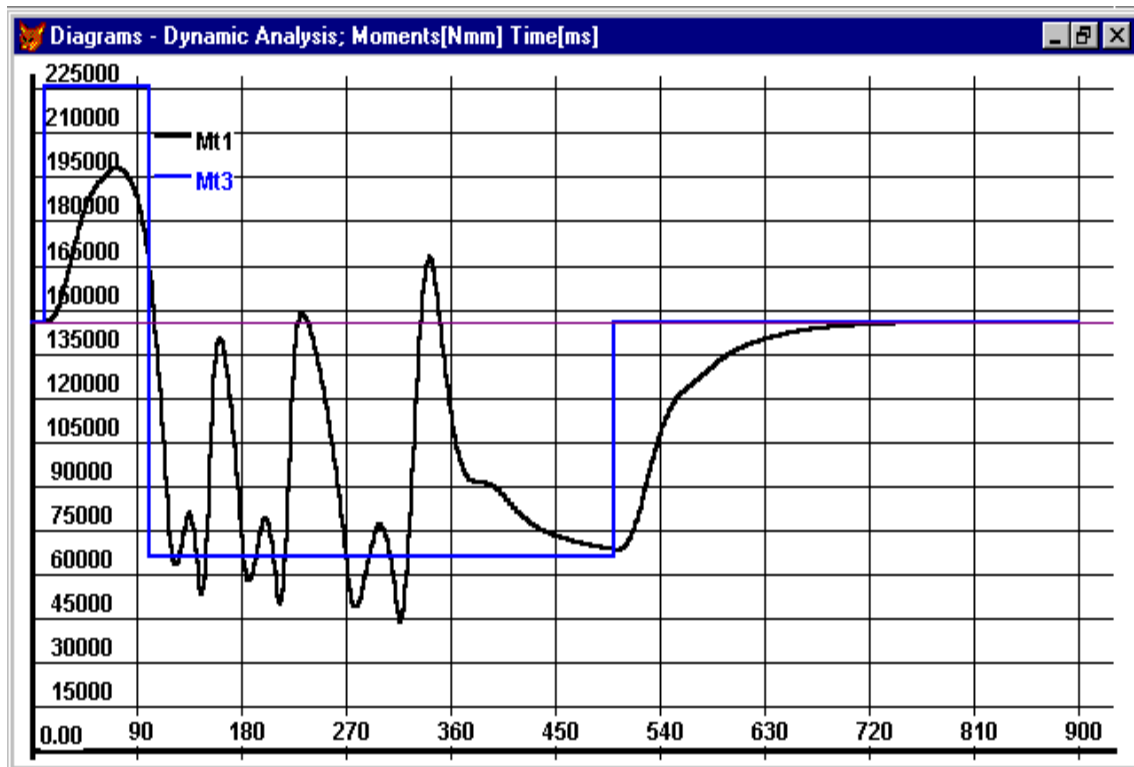
Fig. 4.8 Regim de funcționare cu șoc mare de durată mică

4.6. Stabilirea unor concluzii privind modelarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță

Prin studiul dinamic al cuplajului elastic și de siguranță, prezentat în acest subcapitol, s-au urmărit și rezolvat obiectivele prezentate mai jos.



a



b

Fig. 4.9 Regim de funcționare cu șoc de sarcină medie de scurtă durată

- Modelarea cuplajului elastic și de siguranță pe baza unui mecanism echivalent bimobil, 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 modelare cinematică și dinamică a funcționării cuplajului elastic și de siguranță.
- Evidențierea principalelor regimuri de funcționare caracteristice cuplajului elastic și de siguranță.
- Stabilirea unor concluzii generale privind influența unor parametri funcționali asupra comportării dinamice a cuplajelor elastice și de siguranță.

În urma modelării cinematische și dinamice a cuplajelor elastice și de siguranță și a simulărilor numerice efectuate, se pot formula unele concluzii mai importante.

➤ Trecerea punctului de contact camă-tachet dintr-o fază de funcționare în cealaltă (trecerea dintre cele două zone de raze de curbură diferite ale camei – punctele **b** și **d**) se realizează cu salt de accelerație ceea ce conduce la variații mari de moment de torsiune - atât la semicuplajul conducător cât și la cel condus – datorită salturilor de momente produse de inerțiile părților conducătoare și conduse ale cuplajului (v. relațiile (4.35)).

➤ Funcționarea cuplajului pe zona de racordare a camei este instabilă datorită scăderii bruște a brațului forței normale (v. fig. 4.5), braț care la rotația relativă dintre cele două semicuplaje de $\varphi = 60^\circ$ devine 0° . Pentru urmărirea fazelor de funcționare, în fig. 4.23 au fost reprezentate câteva poziții ale camei în mișcarea relativă dintre semicuplaje. Deși pe porțiune de racordare **cd** a camei (v. fig. 4.23 și fig. 4.7) are loc o creștere de moment rezistent, nu se recomandă funcționarea cuplajului pe această porțiune atât datorită forței mari de deformație din elementele elastice, cât și datorită instabilității funcționării la atingerea punctului **d** (salt de accelerație).

➤ Reglarea forței de pretensionare a arcurilor are o influență deosebită asupra momentului de torsiune transmis de cuplaj; astfel, creșterea forței de pretensionare conduce la creșterea capacității de preluare a șocurilor (crește valoarea momentului de șoc ce poate fi preluat de cuplaj fără decuplare, v. fig. 4.12); creșterea forței de pretensionare este corespunzătoare funcționării cuplajului - în punctul de funcționare nominal - la un unghi de rotire relativă între semicuplaje de valoare mică (v. fig. 4.8). În cazul în care se dorește decuplarea de sarcină la apariția celor mai mici șocuri, se recomandă folosirea unor forțe de pretensionare mai mici (corespunzătoare unui unghi de rotire relativă dintre semicuplaje – în punctul de funcționare nominal – de valori apropiate unghiului maxim al primei faze $\Phi_{\max I}$, v. fig. 4.8) .

➤ Cuplajul poate prelua șocurile mici – chiar de lungă durată – cu revenirea după înlăturarea șocului, în punctul de funcționare inițial (v. fig. 4.12).

➤ În cazul șocurilor mari, acestea pot fi preluate cu revenirea în punctul de funcționare nominal - după înlăturarea șocului – doar dacă acestea sunt de scurtă durată (v. fig. 4.14).

➤ Șocurile mari de durată mai mare pot fi preluate doar dacă sunt urmate de o scădere bruscă de moment rezistent, acesta trebuind să fie mai mic sau egal cu momentul motor obținut în urma șocului; menținerea momentului rezistent la aceeași valoare, trebuie realizată pe o perioadă suficientă de timp, astfel încât, să poată avea loc stabilizarea funcționării normale a cuplajului (v. fig. 4.15). În cazul în care se dorește se poate reveni la punctul de funcționare nominal. Momentul rezistent nu poate fi mult mai mare decât momentul nominal, pe o perioadă lungă de timp, deoarece sistemul energetic motor se poate decupla.

➤ În situațiile de scădere a sarcinii rezistente, cuplajul își va modifica punctul de funcționare într-un punct de funcționare caracterizat de un moment mai mic, respectiv o turație mai mare (v. fig. 4.19).

5. Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță

Principalele obiective ale încercării cuplajelor elastice și de siguranță urmăresc pe de o parte performanțele pe care soluțiile propuse sunt capabile să le realizeze, iar pe de altă parte verificarea modelului matematic propus pentru descrierea comportării cinematice și dinamice. Cu această ocazie este validată oportunitatea soluției constructive și tehnologice adoptate și implicit se identifică direcțiile și soluțiile noi de utilizare. În consecință, prezentul capitol urmărește obiectivele prezentate mai jos:

- Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță în regim static;
- Determinări experimentale asupra caracteristicii elastice a cuplajului elastic și de siguranță în regim dinamic;
- Stabilirea unor concluzii privind determinările experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță.

5.1. Determinări experimentale asupra cuplajului elastic și de siguranță în regim static

Rezolvarea obiectivelor prezentate anterior, în condițiile încercărilor statice, presupune: Trasarea caracteristicii elastice a momentului de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple, pentru diferite abateri de poziție ale semicuplelor, [STR/29 15].

În capitol 3 s-au prezentat, pentru diferite variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță, caracteristicile statice ale acestor cuplaje. În acest subcapitol se prezintă diagramele statice corespunzătoare cuplajelor:

- a – cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare;
- b – cu tacheți degenerați în arcuri de cauciuc sub formă de saboți;
- c – cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare și arcuri elicoidale de compresiune.

Cuplele studiate au același tip de camă (cu trei proeminente) și aceleași dimensiuni de gabarit, profile în formă de arc de cerc neracordate.

În figurile următoare sunt prezentate caracteristicile elastice pentru cele trei variante de cuplaje elastice și de siguranță: caracteristici suprapuse, ale celor trei cuplaje, pentru facilitarea analizei comparative figura 5.1; Caracteristica de încărcare-descărcare pentru cuplajul cu arcuri multilamelare figura 5.2; Caracteristicile teoretice pentru cuplajul cu arcuri multilamelare figura 5.3; Caracteristicile cuplajelor elastice și de siguranță pentru diferite abateri de poziție: – cuplajul cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare figura 5.4; – cuplajul cu tacheți degenerați în saboți de cauciuc figura 5.5; – cuplajul cu arcuri multilamelare și arcuri elicoidale de compresiune figura 5.6.

Din analiza comparativă a caracteristicilor obținute, se desprind următoarele aprecieri semnificative:

- caracteristicile sunt progresive;
- cuplajele au o mare capacitate de deformare elastică, având unghiul de răsucire relativă funcție de numărul de profile ale camei;

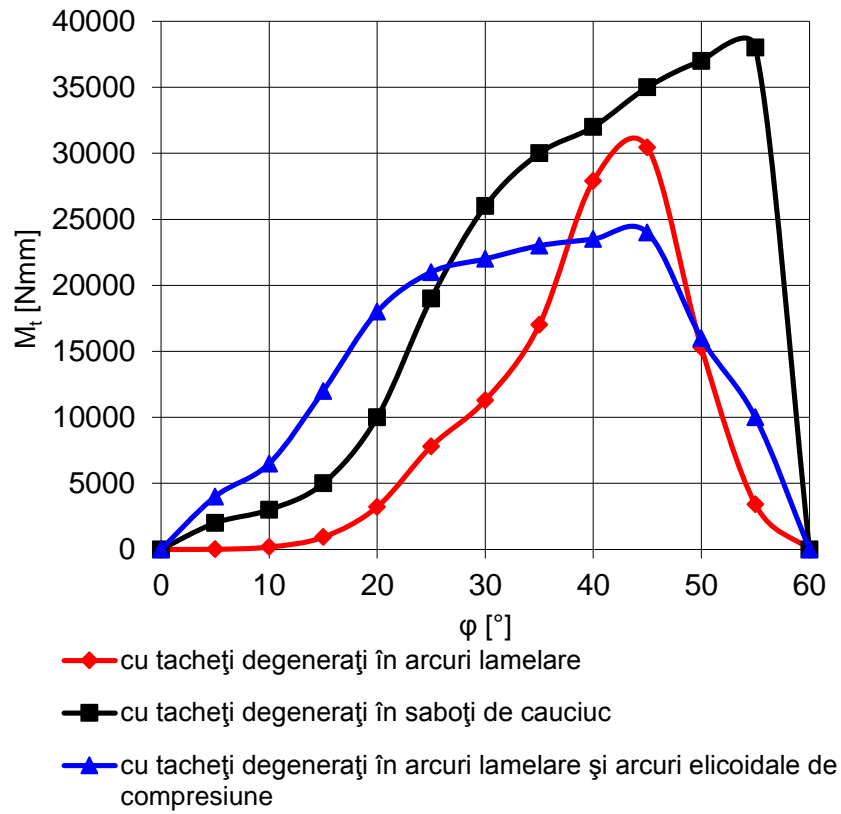


Fig. 5.1 Caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță

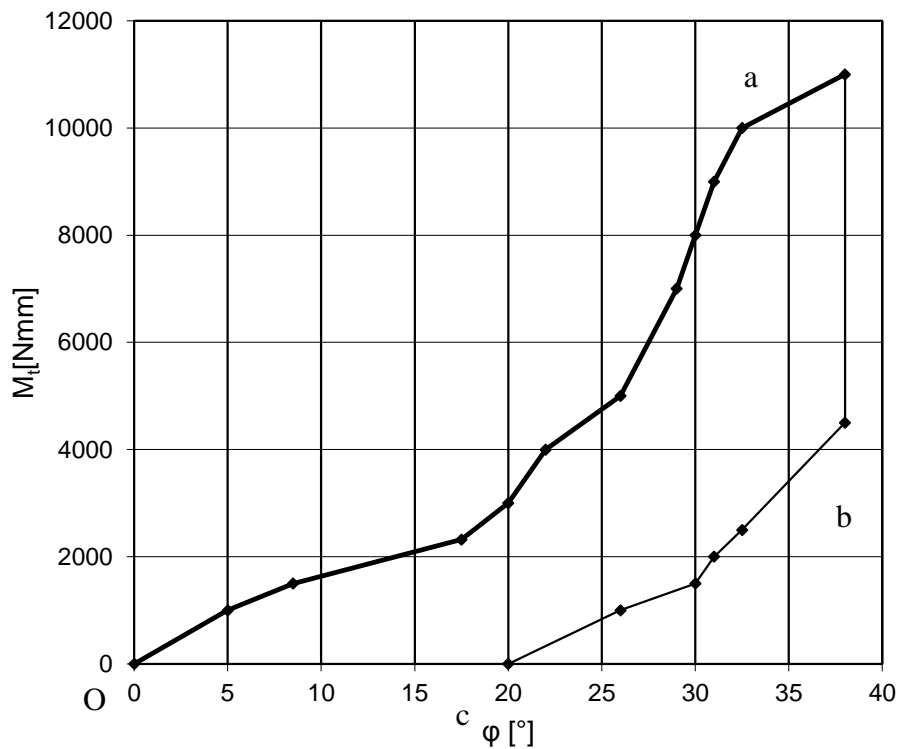
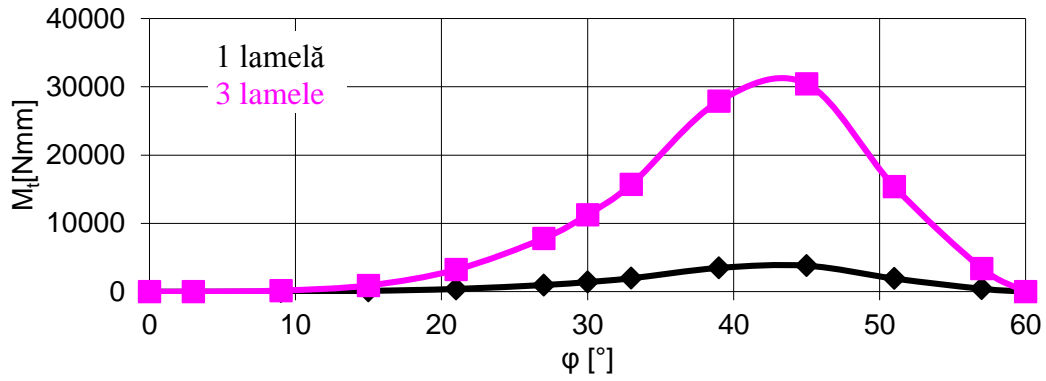
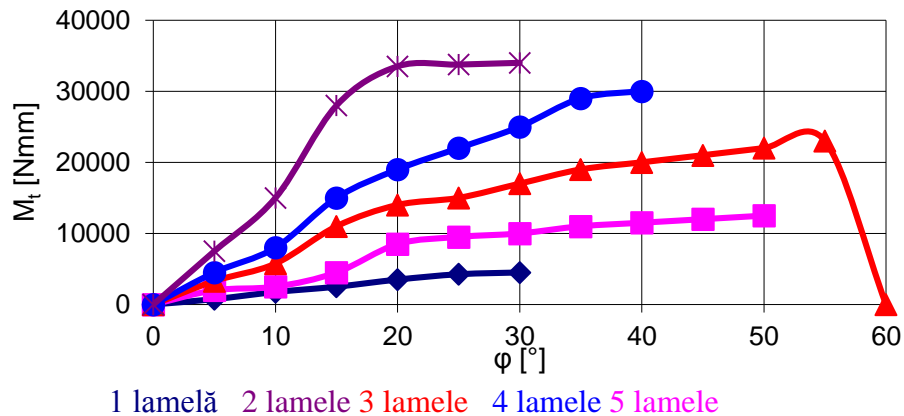


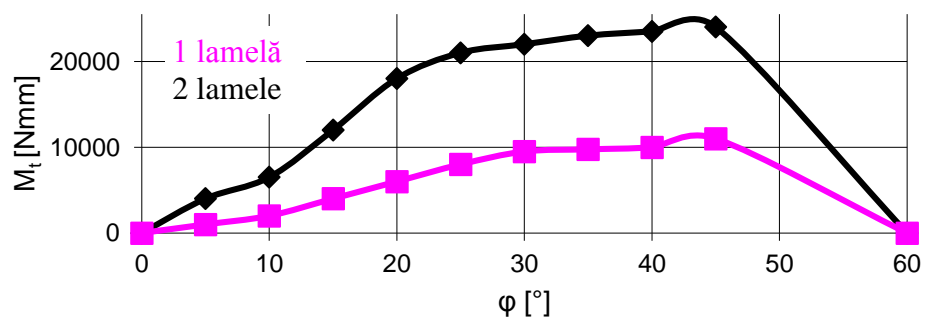
Fig. 5.2. Curba de încărcare - descărcare a cuplajului elastic și de siguranță cu arc multilamelar



a – caracteristicile teoretice pentru CES cu arcuri lamelare



b – caracteristicile experimentale pentru CES cu arcuri lamelare



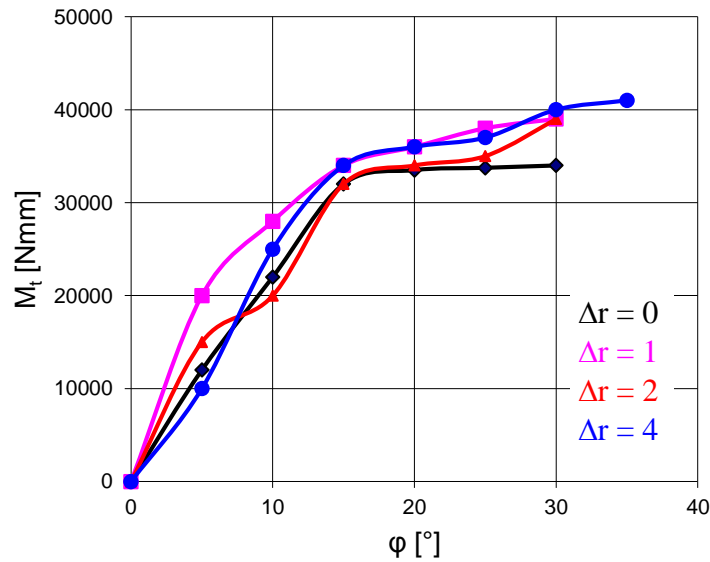
c - caracteristicile experimentale pentru CES cu arcuri lamelare și arcuri elicoidale de compresiune

Fig.5.3 Caracteristicile teoretice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați

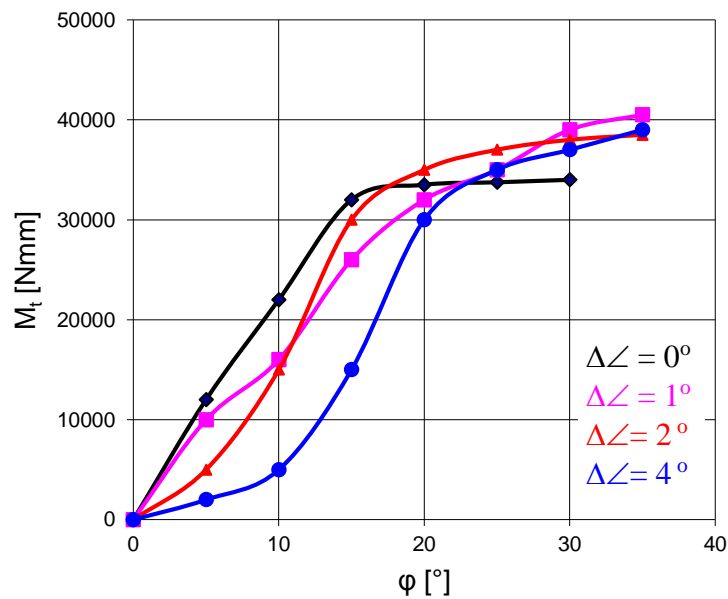
- datorită elasticității mari, cuplajele au o mare capacitate de amortizare a șocurilor și a vibrațiilor torsionale;
- cuplajul cu saboți de cauciuc transmite momente de torsiune mai mari;
- introducerea arcurilor elicoidale de compresiune modifică unghiul de rotire relativă dintre semicuple, pentru același moment de torsiune transmis;
- cuplajul cu arcuri multilamelare și cel cu arcuri elicoidale de compresiune transmit momente de torsiune la un unghi de rotire relativă dintre semicuple de până la 45°, iar

cel cu saboți de cauciuc până la 55° , după care are loc decuplarea de sarcină fără șocuri mari.

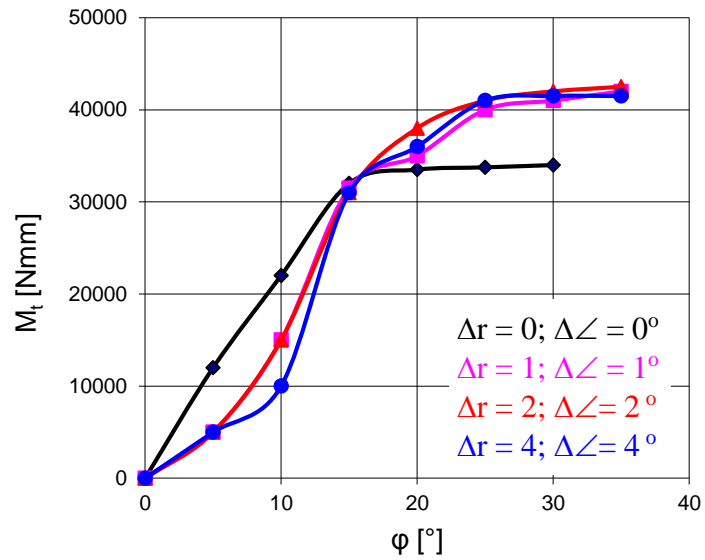
În figura 5.2 este prezentată curba de încărcare și descărcare a cuplajului cu arcuri multilamelare la care curba de descărcare este funcție de histererezisul acestor arcuri multilamelare și curbura profilului camei. Curba O-a reprezintă încărcarea, a-b descărcarea iar b-c revenirea. Aria cuprinsă între curbele menționate reprezintă lucrul mecanic pierdut prin deformație intermoleculară și frecarea dintre: lamelele arcului, camă-lamele și lamele-bolțuri.



a – abateri radiale

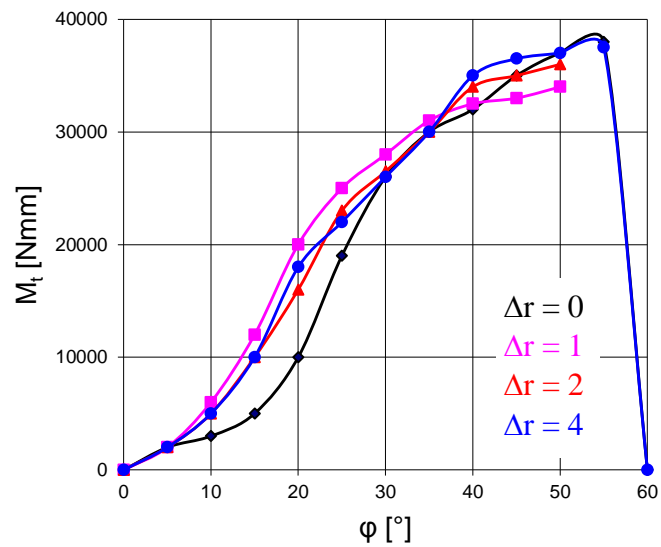


b - abateri unghiulare

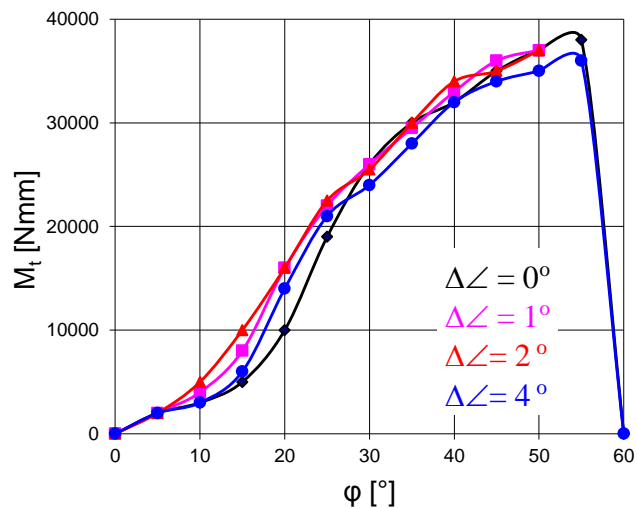


c - abateri combinate

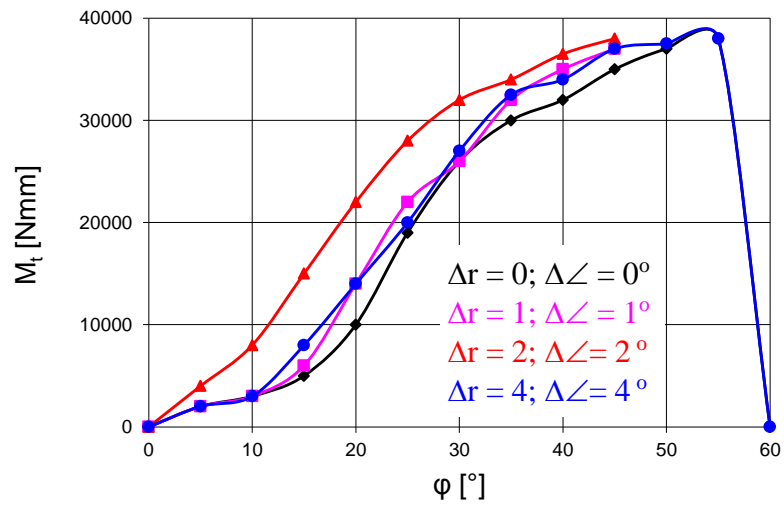
Fig. 5.4 Caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în arcuri lamelare



a - abateri radiale

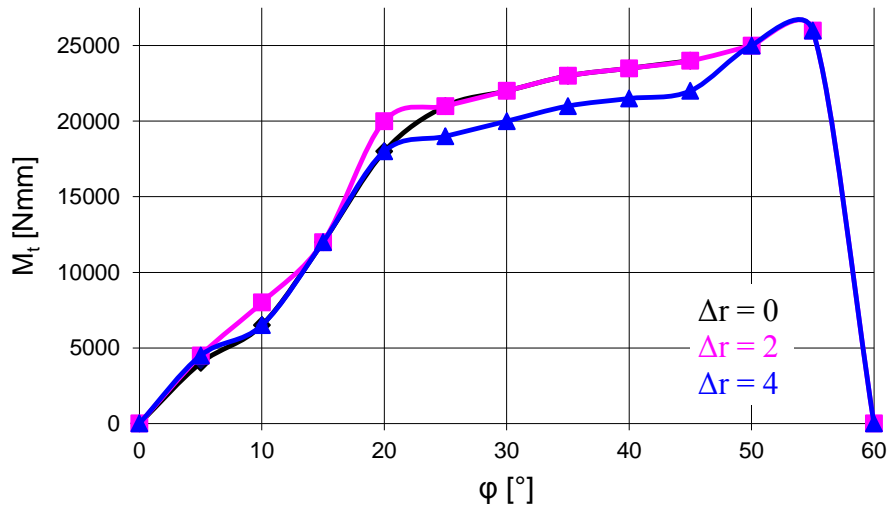


b - abateri unghiulare

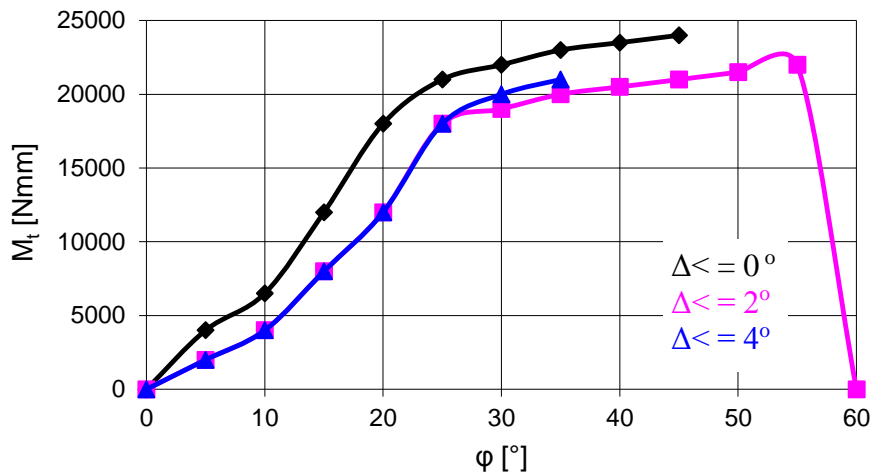


c - abateri combinate

Fig. 5.5. Caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în saboți de cauciuc



a - abateri radiale



b - abateri unghiulare

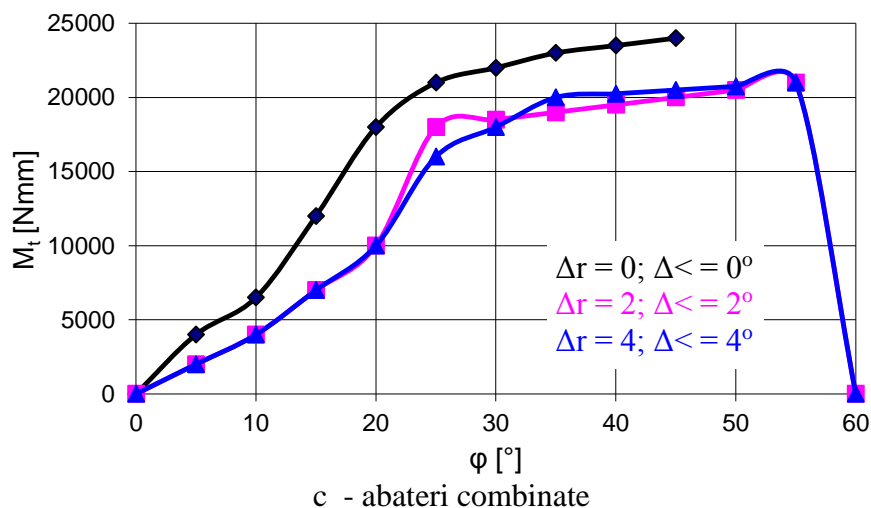


Fig. 5.6. Caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în arcuri lamelare și arcuri elicoidale de compresiune

În figura 5.3 sunt prezentate caracteristicile teoretice (fig. 5.3,a) și experimentale (fig. 5.3,b) pentru cuplajul cu arcuri multilamelare, respectiv pentru cuplajul cu arcuri multilamelare și arcuri elicoidale de compresiune (fig. 5.3,c). Analizând graficele, se pot formula următoarele concluzii:

- caracteristicile sunt progresive, depinzând de numărul de lamele din arcurile multilamelare;
- rigiditățile sunt diferite fiind funcție de numărul de lamele;
- caracteristicile teoretice sunt apropiate celor experimentale, ținând cont de ipotezele de calcul;
- în premisele de calcul adoptate, caracteristicile teoretice (v. fig. 5.3,a) aproximează satisfăcător curbele exprimate (v. fig. 5.3,b);
- introducerea arcurilor elicoidale modifică rigiditatea cuplajului.

În figura 5.4 sunt prezentate caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare, după cum urmează:

- Fig. 5.4,a – abateri radiale de 1, 2, 4mm față de poziția de referință – caracteristicile sunt progresive și apropiate de rigiditatea de referință; momentul transmis de cuplaje crește cu creșterea abaterii.
- Fig. 5.4,b – abateri unghiulare de 1°, 2°, 4° față de poziția de referință – atât elasticitatea cât și momentul de torsiune cresc cu abaterea unghiulară.
- Fig. 5.4,c – abateri combinate (radiale și unghiulare) – caracteristicile sunt apropiate ca rigiditate; momentul crescând odată cu creșterea abaterii.

În figura 5.5 sunt prezentate caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în saboți de cauciuc, astfel:

- Fig. 5.5,a – abateri radiale de 1, 2, 4mm;
- Fig. 5.5,b – abateri unghiulare de 1°, 2°, 4°;
- Fig. 5.5,c – abateri combinate radiale și unghiulare.

Analizând aceste graficele, se pot formula următoarele concluzii: caracteristicile sunt progresive; rigiditățile sunt foarte apropiate ca și momentele de torsiune maxime ce pot fi transmise.

În figura 5.6 sunt prezentate caracteristicile experimentale statice pentru cuplajul elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în arcuri lamelare și arcuri elicoidale de compresiune, astfel:

- Fig. 5.6,a – abateri radiale de 0, 2, 4mm;
- Fig. 5.6,b – abateri unghiulare de 0°, 2°, 4°;
- Fig. 5.6,c – abateri combinate radiale și unghiulare.

Studiul acestor grafice conduce la următoarele concluzii: elasticitatea crește pentru abaterile radiale și combinate, iar pentru abaterile unghiulare rigiditățile sunt aproximativ egale.

Din analiza comparativă a graficelor prezentate rezultă că abaterile radiale, unghiulare și cele combinate nu modifică semnificativ caracteristica de referință a cuplajului încercat. Cuplajul elastic și de siguranță poate prelua abateri axiale în funcție de dimensiunile constructive ale camei, respectiv ale arcurilor multilamelare.

5.2. Determinări experimentale asupra caracteristicii elastice a cuplajului elastic și de siguranță în regim dinamic

Comportarea în funcționarea reală a cuplajului presupune în mod obligatoriu analiza comportării acestuia în regim dinamic, [BÎR/1 95], [STR17/ 07].

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 înregistrări de pornire, oprire și decuplări de sarcină, [STR/26 15].

Prelucrarea informațiilor furnizate de stand și determinarea caracteristicilor cuplajului încercat se realizează în două etape. Prima etapă – **înregistrarea** - realizează înregistrarea în timp real, pe parcursul efectuării unei încercări, a unui număr de eșantioane de forma (M_t , T_{in} , T_{out}), unde M_t este momentul de torsiune instantaneu, iar T_{in} , T_{out} sunt semnalele binare transmise de traductorii incrementali de viteză corespunzător semicuplajelor de intrare (conducător), respectiv ieșire (condus). Informațiile culese pot fi vizualizate grafic și pot fi stocate pe disc, în vederea unor prelucrări sau interpretări ulterioare. Această primă etapă se realizează pe microcalculatorul AT 286 cu care este dotat standul. A doua etapă – **prelucrarea datelor** - se realizează *off line* și are drept obiectiv prelucrarea și interpretarea datelor achiziționate pe stand, prin procesarea fișierului corespunzător, elaborat în urma încercării. Programul aferent a fost elaborat în Delphi 3.0 și implementat pe un microcalculator mai performant. În urma prelucrării datelor achiziționate, programul realizează diagrama moment de torsiune funcție de timp (fig. 5.7) și moment de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuplaje (fig. 5.8). Diagrama momentului este trasată punând în abscisă timpul sau deplasarea relativă unghiulară dintre cele două semicuplaje, în funcție de opțiunea selectată din meniul Option (v.fig. 5.7 și fig. 5.8).

Prin selectarea unor parametri de definire a graficului (X_{min} , X_{max} , Y_{min} , Y_{max} etc.), prin intermediul comenzii Graphics/Setings, se poate aduce în fereastra grafică a programului acea porțiune din diagramă care prezintă un interes deosebit. De asemenea, prin activarea opțiunii View, se pot citi coordonatele unor puncte de interes de pe diagrama de momente, prin focalizarea acestora cu mouse-ul.

Programul permite totodată, prin acționarea butonului Angular transducers, vizualizarea în cea de a doua fereastră grafică, situată în partea de jos a ecranului, a traductoarelor incrementale de viteză atașate celor două semicuplaje.

În continuare sunt stabilite câteva regimuri reprezentative de încercare și ilustrate diagramele corespunzătoare acestora.

Pornirea: cu un moment rezistent format din momentul de inerție și un moment de transmis în sarcină de 5000 Nmm. Diagrama acestui regim $M_t(t)$ este reprezentată în figura 5.9. Momentul rezistent crește brusc, atingând un moment de 14500 Nmm, într-un interval de timp de 46,6 ms; urmează o variație oscilantă a acestuia, specifică amortizării șocului de pornire, după care are loc stabilizarea momentului la valoarea de 5000 Nmm, într-un interval de timp de 450 ms.

Decuplarea sub șoc urmată de stabilizare și oprire este prezentată în diagrama în figura 5.10. Decuplarea de sarcină are loc la un șoc de moment de 16500 Nmm, de scurtă durată, timp în care unghiul de rotire relativă dintre cele două semicuplaje devine 360° . Urmează stabilizarea la momentul de sarcină într-un interval de timp de 225 ms, oprirea standului având loc în 150 ms de la scoaterea de sub tensiune a motorului electric.

Decuplarea de sarcină la șoc de 18750 Nmm, într-un interval de timp de 127 ms și menținerea șocului timp de 93 ms este prezentată în figura 5.11. În acest regim de solicitare au loc decuplări repetate, această situație impunând scoaterea imediată din funcțiune a transmisiei.

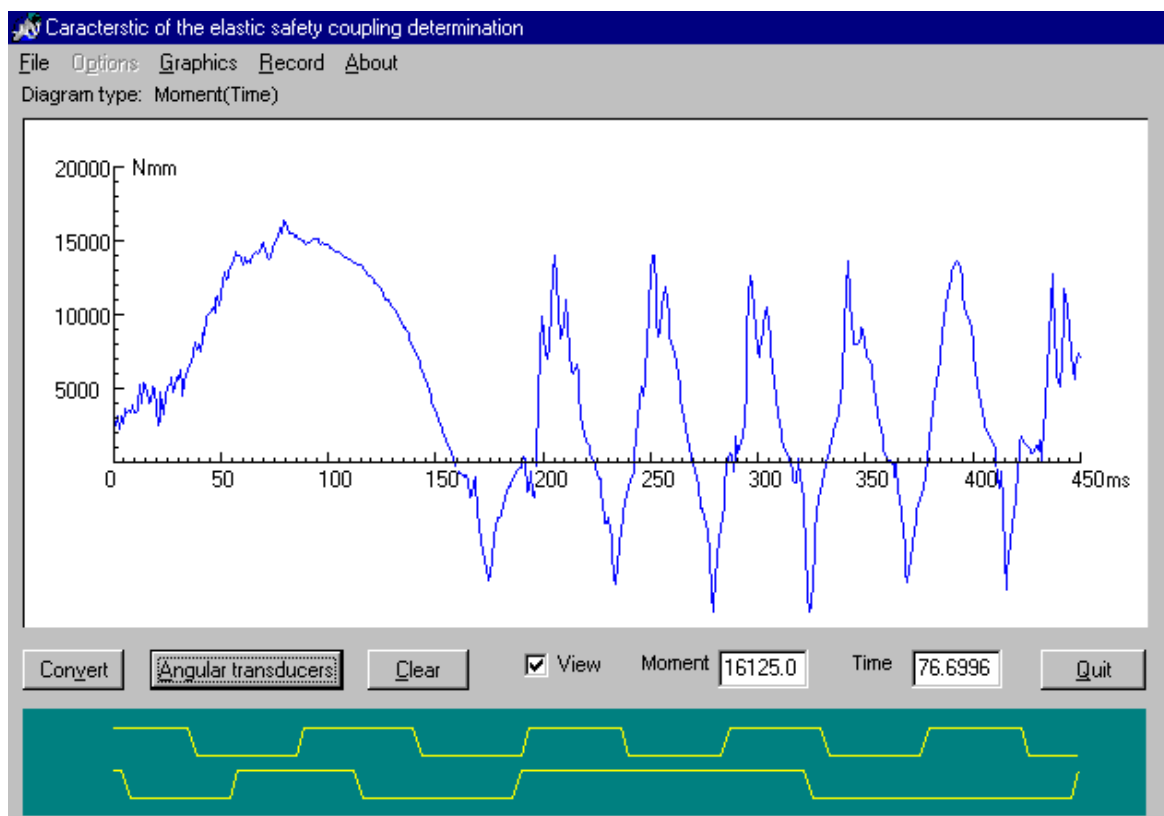


Fig. 5.7 Diagrama moment de torsiune funcție de timp

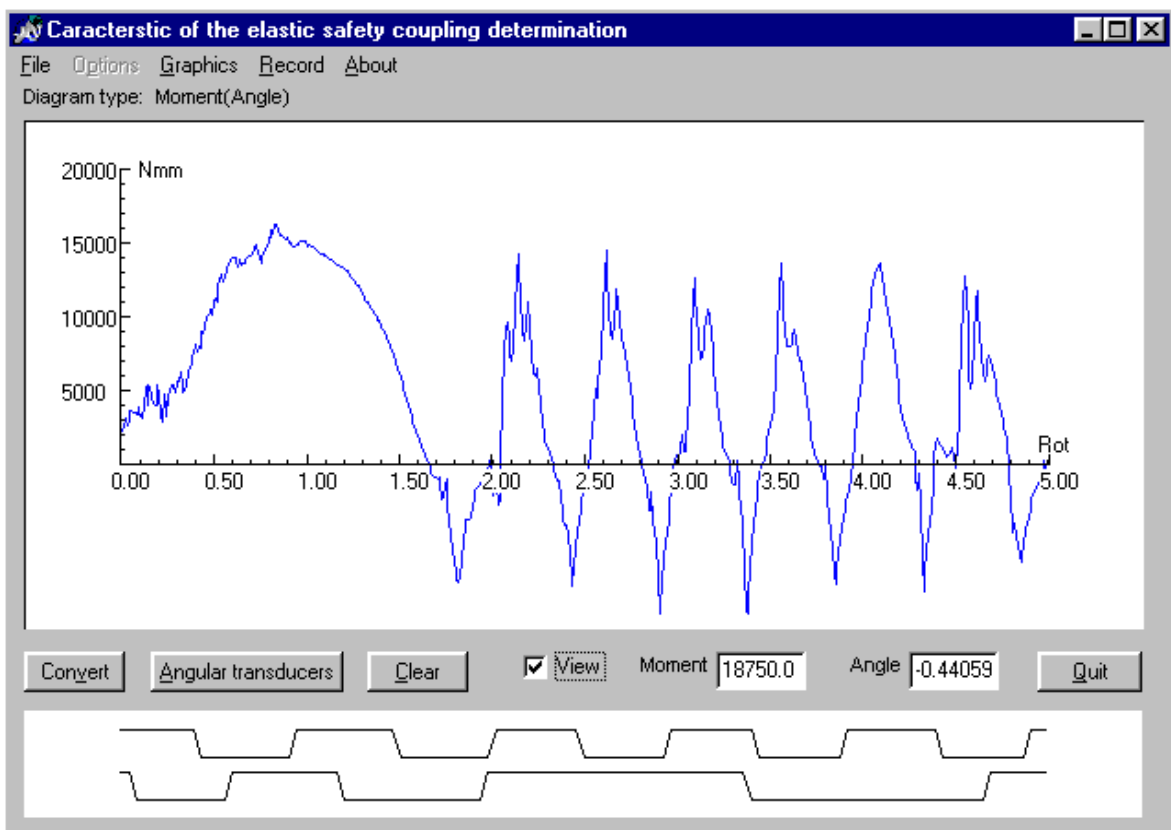


Fig. 5.8 Moment de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple

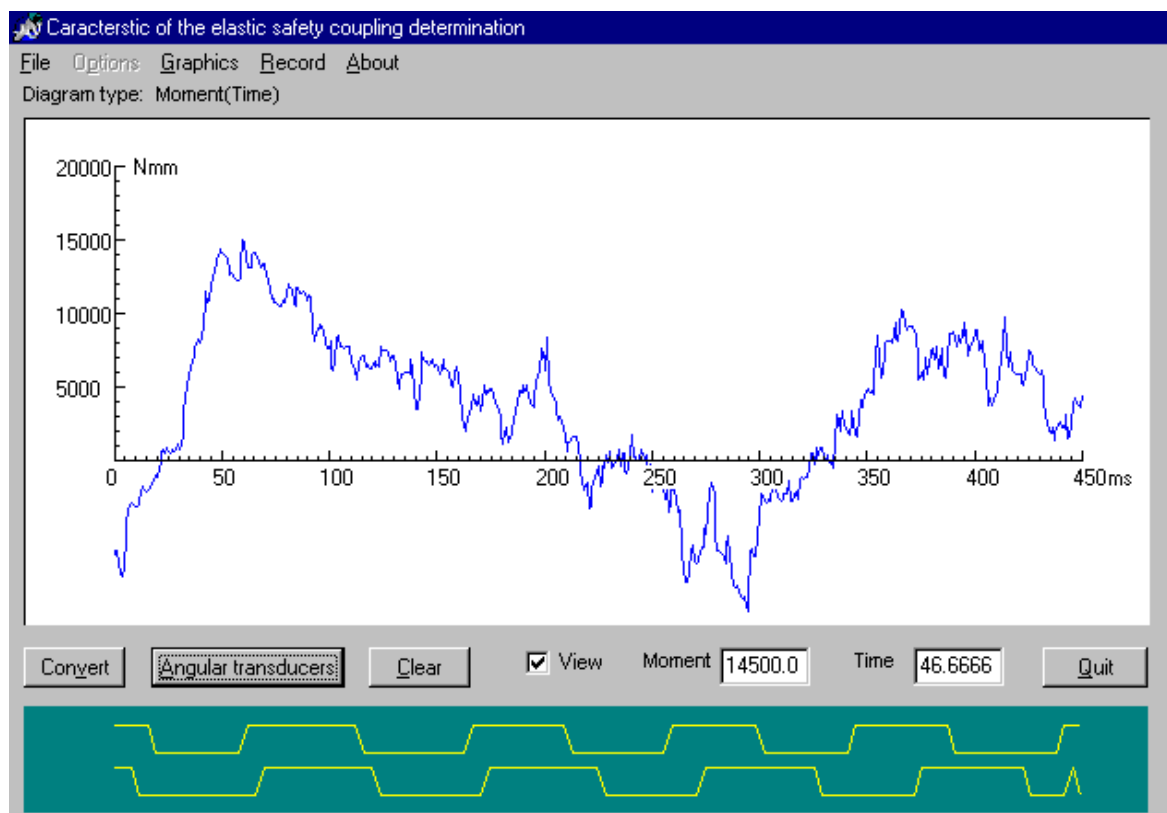


Fig. 5.9 Pornire cu un moment rezistent format din momentul de inerție și un moment de transmis în sarcină

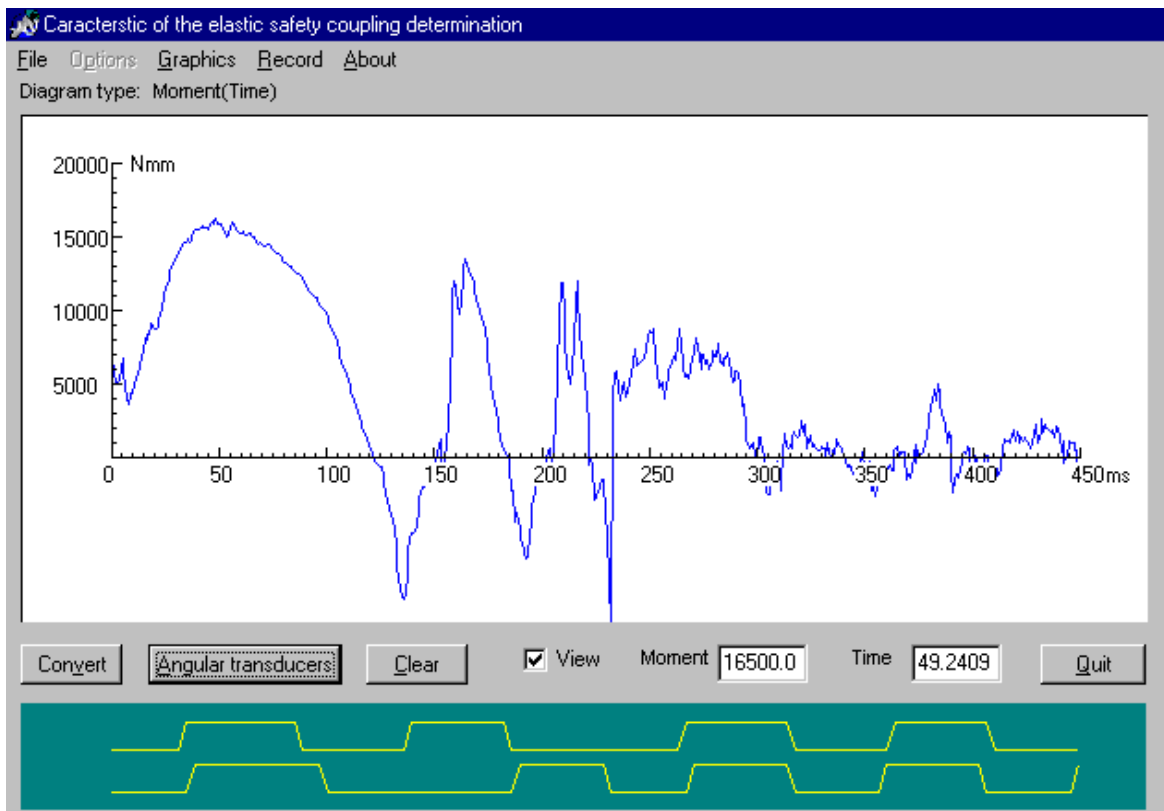


Fig. 5.10 Decuplarea sub șoc urmată de stabilizare și oprire

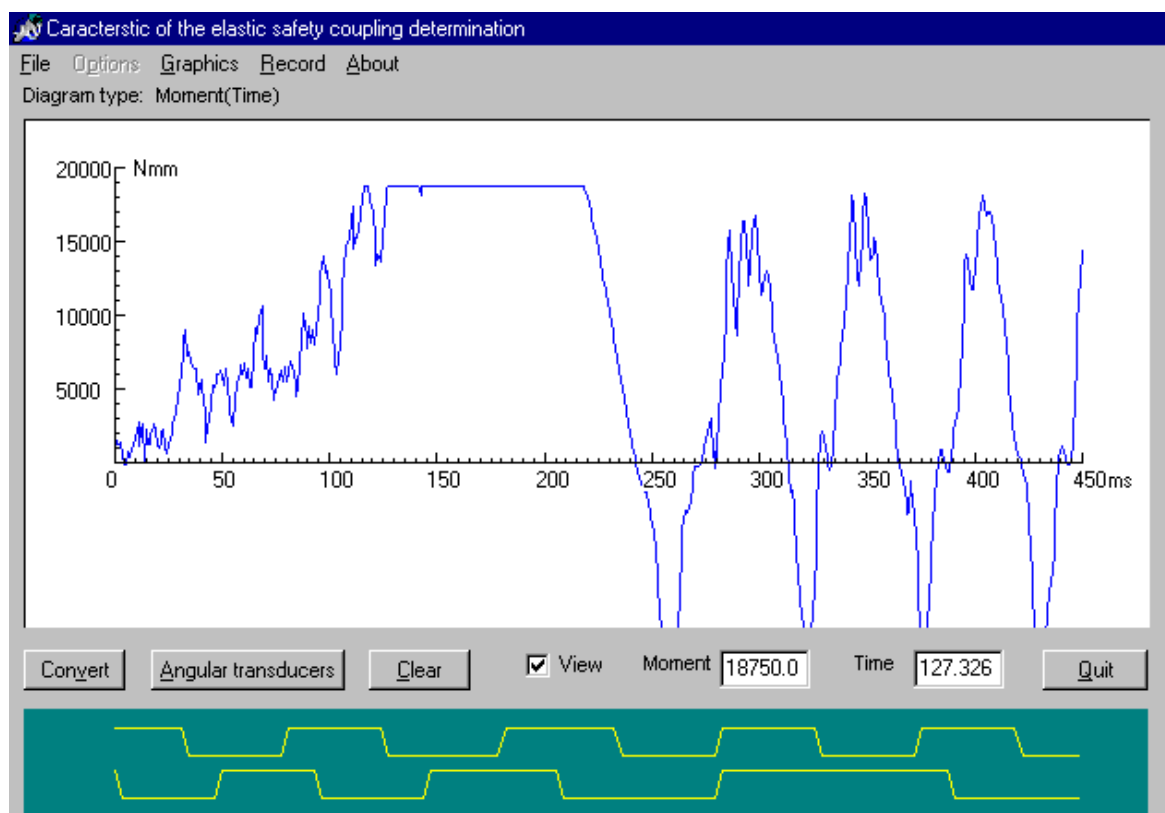


Fig. 5.11 Decuplarea de sarcină la șoc și menținerea șocului

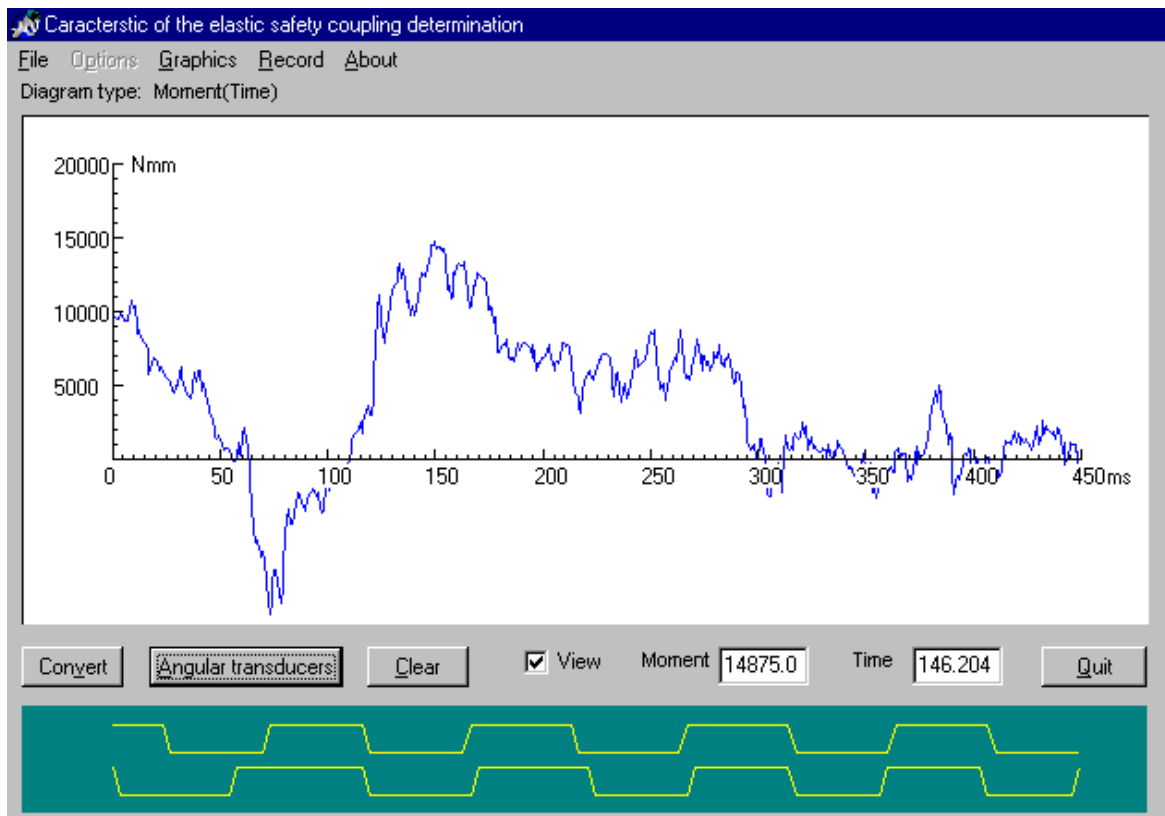


Fig. 5.12 Oprirea transmisiei

Oprirea standului prezentată în figura 5.12 este realizată pentru un moment de torsiune de 10000 Nmm, șocul de oprire producând o oscilație a momentului rezistent de 14875 Nmm, pe un interval de timp de 146 ms; revenirea la zero a momentului rezistent are loc după 450 ms.

În urma studiului și al analizei diagramelor prezentate, se pot face următoarele aprecieri: pornirea și oprirea se face pe o caracteristică progresivă respectiv regresivă cu o durată de 50 ms; cuplajul are o mare elasticitate ceea ce îi permite o bună amortizare a șocurilor torsionale; pentru același profil al camei, intervalul de timp de trecere de pe un profil la altul al camei este funcție de valoarea momentului de decuplare și crește cu durata de menținere a șocului (30- 40 ms); timpul de urcare este mai mic decât timpul de coborâre pe profilul camei, ceea ce contribuie la amortizarea șocurilor torsionale prin disiparea energiei acumulate.

În urma studiului și analizei determinărilor experimentale, statice și dinamice, asupra cuplajului elastic și de siguranță cu tacheți degenerați în arcuri multilamelare, s-au stabilit concluziile prezentate în continuare.

- Caracteristicile cuplajelor elastice și de siguranță sunt progresive.
- Cuplajele au o mare capacitate de deformare elastică.
- Unghiul de răsucire relativă dintre semicuplaje este funcție de numărul de profile ale camei.
- Datorită elasticității mari, cuplajele au o mare capacitate de amortizare a șocurilor torsionale.
- Cupajele pot prelua abateri radiale de 2 - 4 mm, abateri unghiulare relativ mari, prin profilarea camei în secțiune transversală sub formă de arc de cerc, abaterile axiale fiind funcție de lățimea camei în raport cu lățimea arcurilor multilamelare.
- Pornirea și oprirea se face fără șocuri mari.

- Decuplarea de sarcină în cadrul unor suprasarcini sau defecte ale transmisiei se face fără distrugerea elementelor elastice și fără șocuri suplimentare.

5.3. Instalație pentru încercarea statică a cuplajelor elastice și de siguranță

În vederea încercărilor statice ale cuplajului propus, s-a utilizat un strung universal adaptat cerințelor încercării, figura 5.13.

Astfel, în universalul strungului s-a fixat un semicuplaj (universalul fiind blocat), cel de al doilea semicuplaj a fost fixat, prin intermediul unui lagăr, în dispozitivul port cuțit al strungului, prin intermediul căruia se pot introduce diferite abateri de poziție ale semicuplajului. Încărcarea cu sarcină s-a efectuat la un braț de 1000mm.

Pentru culegerea informațiilor necesare trasării diagramei caracteristicii cuplajului încercat, s-au folosit două captoare – unul de forță și unul potențiomtric, pentru deplasări unghiulare (TPU). Pentru realizarea captorului de forță, pe o lamelă elastică a cuplajului s-au lipit, în semipunte, traductoarele electrotensometrice rezistive, iar conectarea acestora s-a realizat prin intermediul unei punți tensometrice analogice de tip N 2301. Deplasarea unghiulară dintre semicuple este pusă în evidență prin intermediul semnalului cules de la montajul potențiomtric al traductorului unghiular, citit la multimetrul digital. Semnalele de la cele două aparate de măsură sunt transmise, prin intermediul unei interfețe programabile, la un calculator care prin baza de date înregistrată generează diagramele statice prezentate în subcapitolul 5.1.

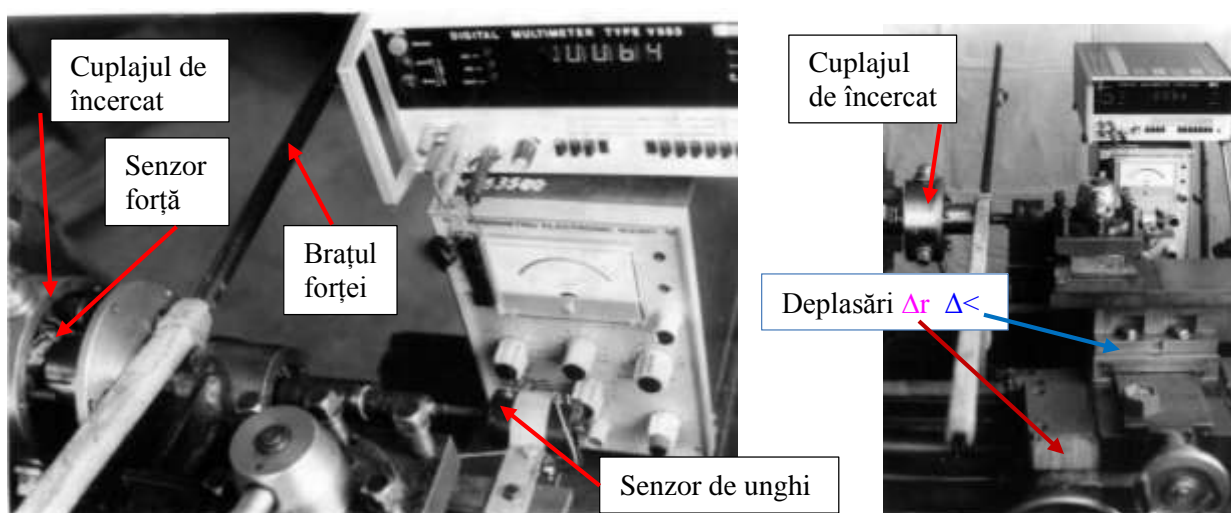


Fig. 5.13 Instalație pentru încercarea statică a cuplajelor elastice și de siguranță

5.4. Stand pentru încercarea dinamică a cuplajului elastic și de siguranță

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. 5.9, cu lanțul cinematic în fotografia din fig. 5.10 [STR/12 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.

În fig. 5.11 este prezentată cama echiunghiulară împreună cu arborele de ieșire al semicuplajului condus, iar în fig. 5.12 ansamblul lagărului mobil al standului. Ansamblul lagărului mobil permite deplasarea radială, axială și unghiulară a semicuplajului condus,

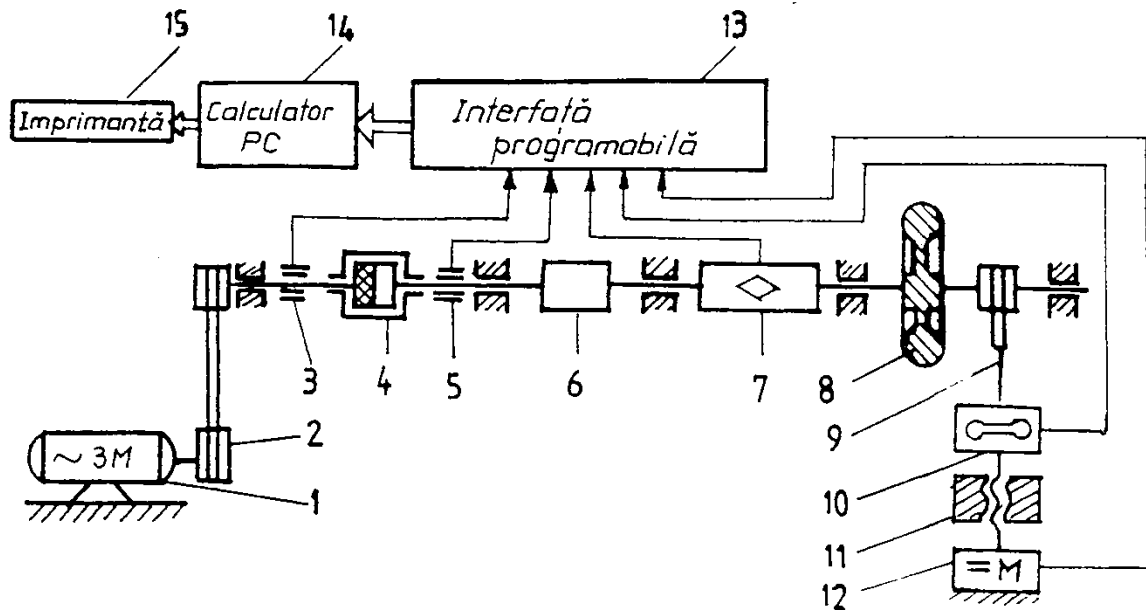


Fig. 5. 14 Schema bloc a standului pentru încercări dinamice a cuplajelor

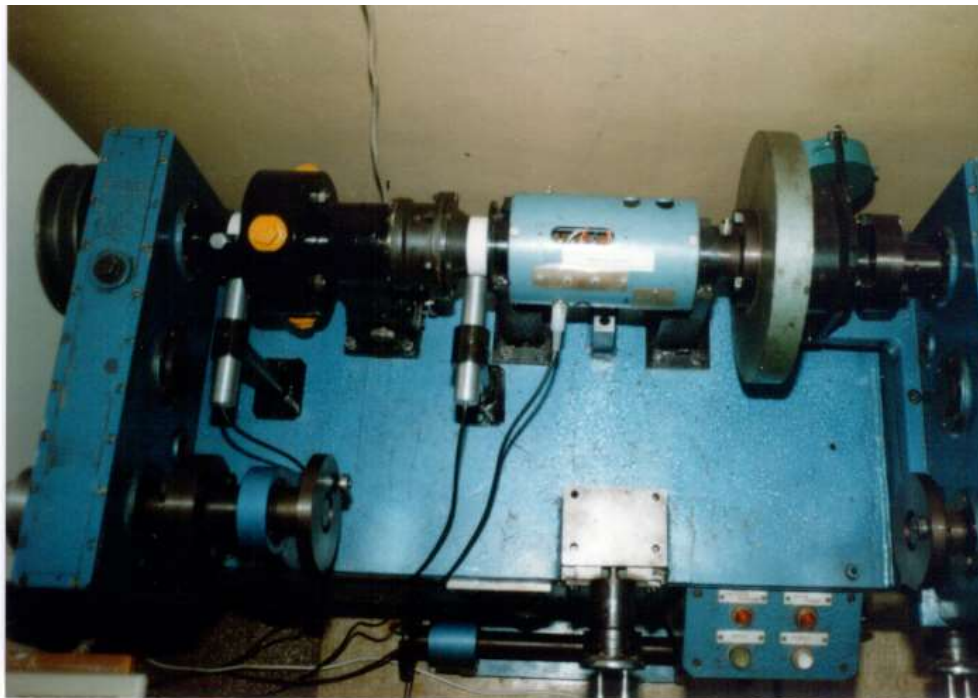


Fig. 5. 14 Fotografia standului pentru încercări dinamice ale cuplajelor

Pentru determinarea mișcării relative dintre semicuplajele 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.

6. Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice

În acest capitol se vor prezenta câteva caracteristici teoretice ale cuplajului elastic și de siguranță cu tacheți plăți și arcuri elicoidale de compresiune (v. subcap.3.1), prin modificarea parametrilor geometrici și a rigidității, respectiv a deformației inițiale a arcurilor elicoidale de compresiune, [STR/28 15].

Aceste caracteristici teoretice sunt obținute prin modificarea în modelul geometric (v. fig. 3.3) a razelor cercurilor de profilare r_0 , r_1 și r_2 , a rigidității K_a și a deformației inițiale δ , a arcurilor elicoidale de compresiune.

6.1. Program de calcul pentru trasarea caracteristicii $Mt=f(\varphi)$

Pentru trasarea acestor diagrame a fost elaborat un program de calcul în Delphi 3.0. Programul realizează diagrama moment de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple, figura 6.1, pentru diferite valori ale parametrilor, prin acționarea ferestrei “Datele Cuplajului”. Prin selectarea unor parametri de definire ale graficului, prin comanda “Coordonatele graficului” din “Fereastra / Axe”, respectiv comanda “Caracteristica”, se stabilesc dimensiunile graficului pentru diferite valori ale momentului de torsiune și unghiului de rotire relativă dintre semicuple [STR/10 99].

În partea superioară a graficului sunt trecute valorile de referință ale caracteristicii inițiale. În partea inferioară a graficului sunt afișate ferestrele corespunzătoare parametrilor geometrici și parametrilor de reglaj. Se poate modifica un singur parametru sau mai mulți parametri, pentru diferite valori ale acestora caracteristica rezultantă putând fi comparată cu cea inițială. Prin acționarea ferestrelor “Mom / Unghi” se afișează valoarea momentului și unghiului pentru un punct oarecare de pe caracteristică.

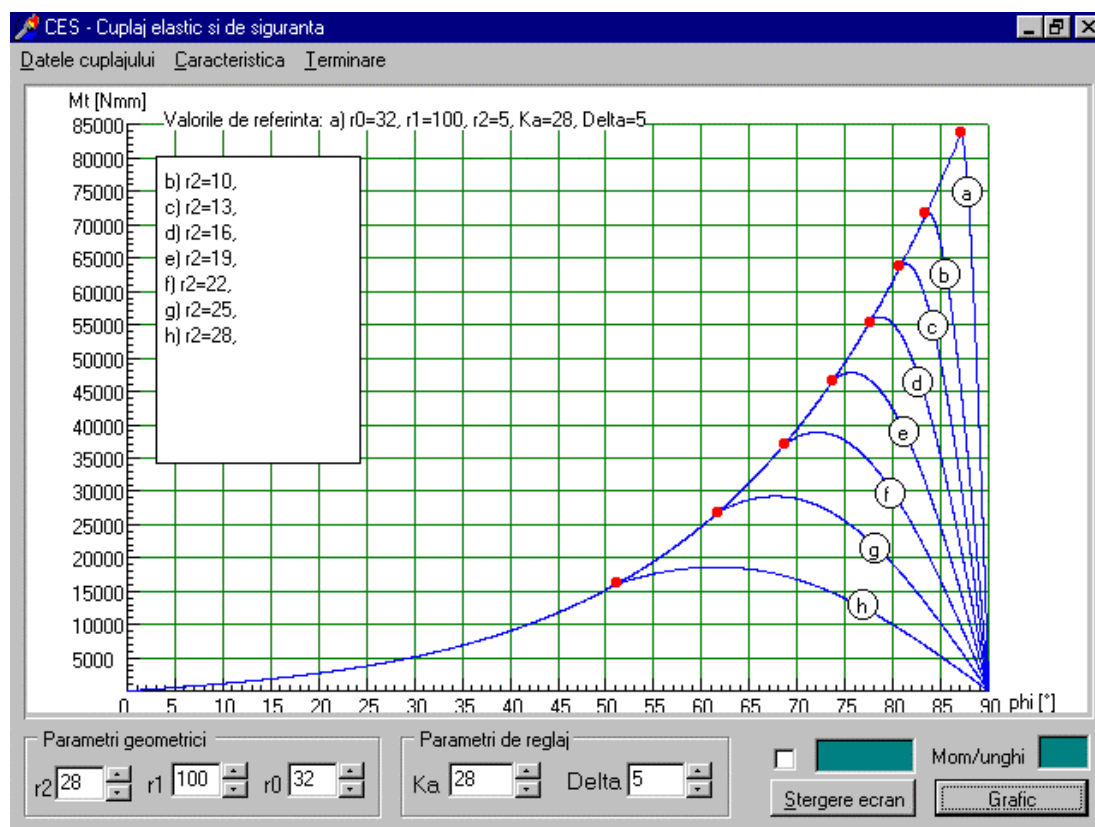


Fig. 6.1 Diagrama moment de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple

6.2. Determinări teoretice ale caracteristicii elastice ale cuplajului

În figurile următoare se prezintă caracteristicile cuplajului pentru diferite valori ale parametrilor geometrici și de reglaj, plecând de la caracteristica inițială descrisă prin următoarele valori de referință, înscrise în fiecare diagrama din figura 6.1, [STR/29 15]:

r_0 – raza cercului de bază a camei, $r_0 = 32$ mm;

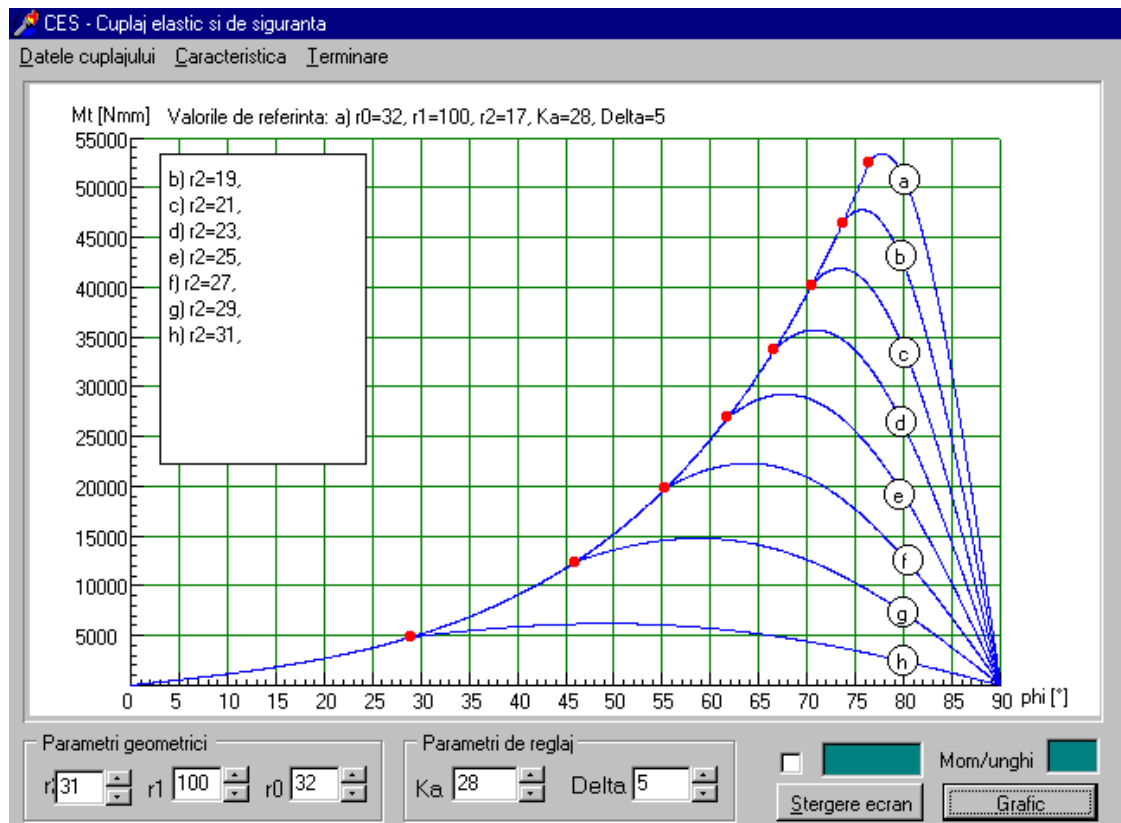
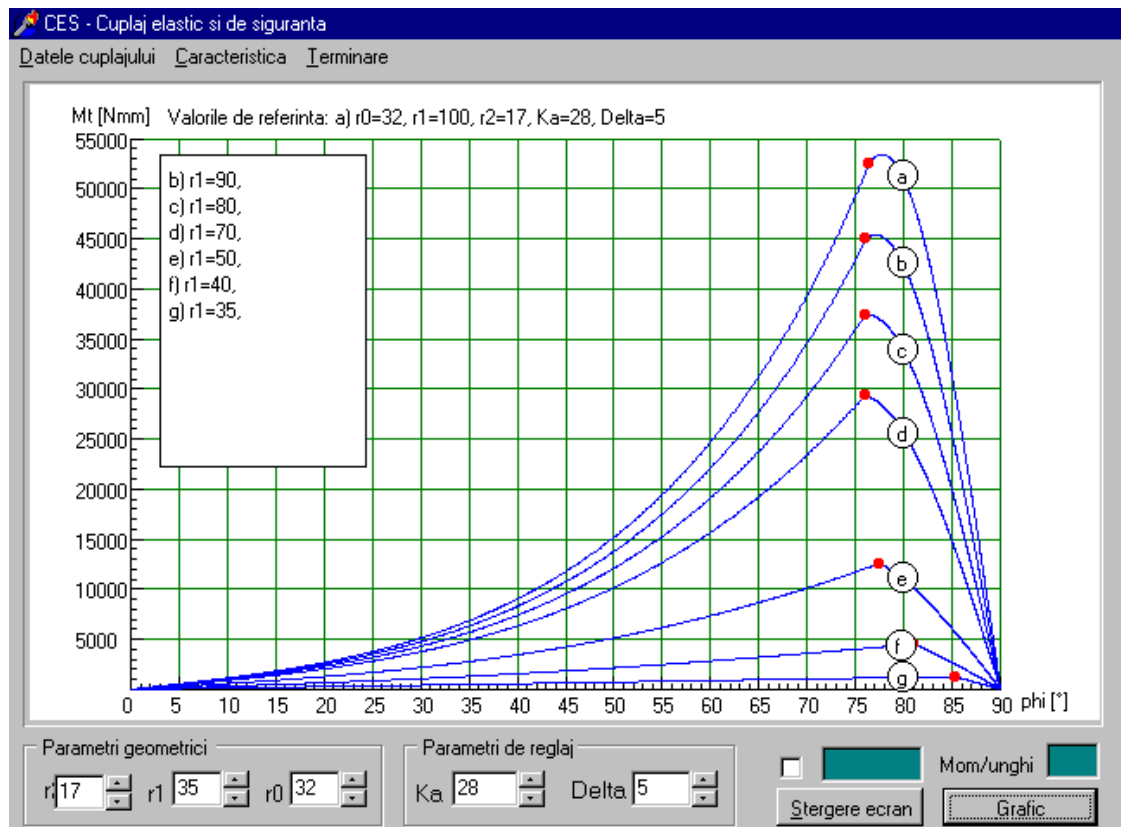
r_1 – raza de curbură a profilului camei, $r_1 = 100$ mm;

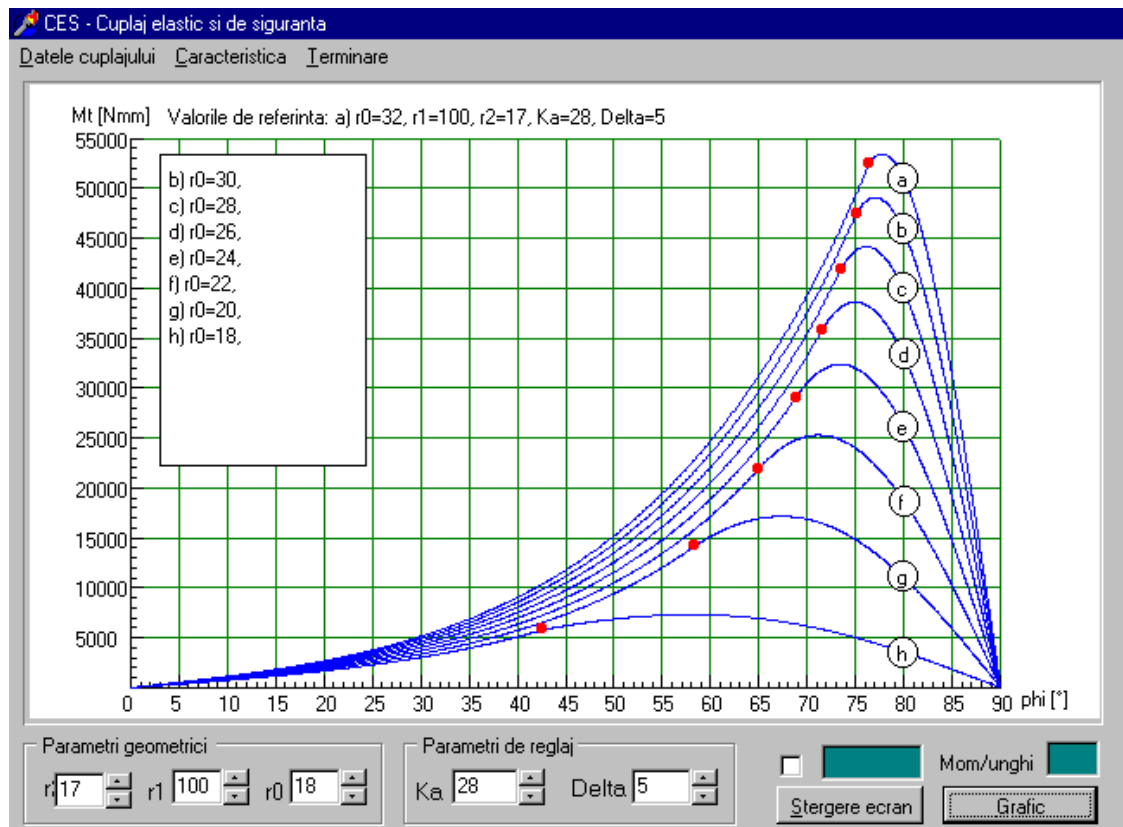
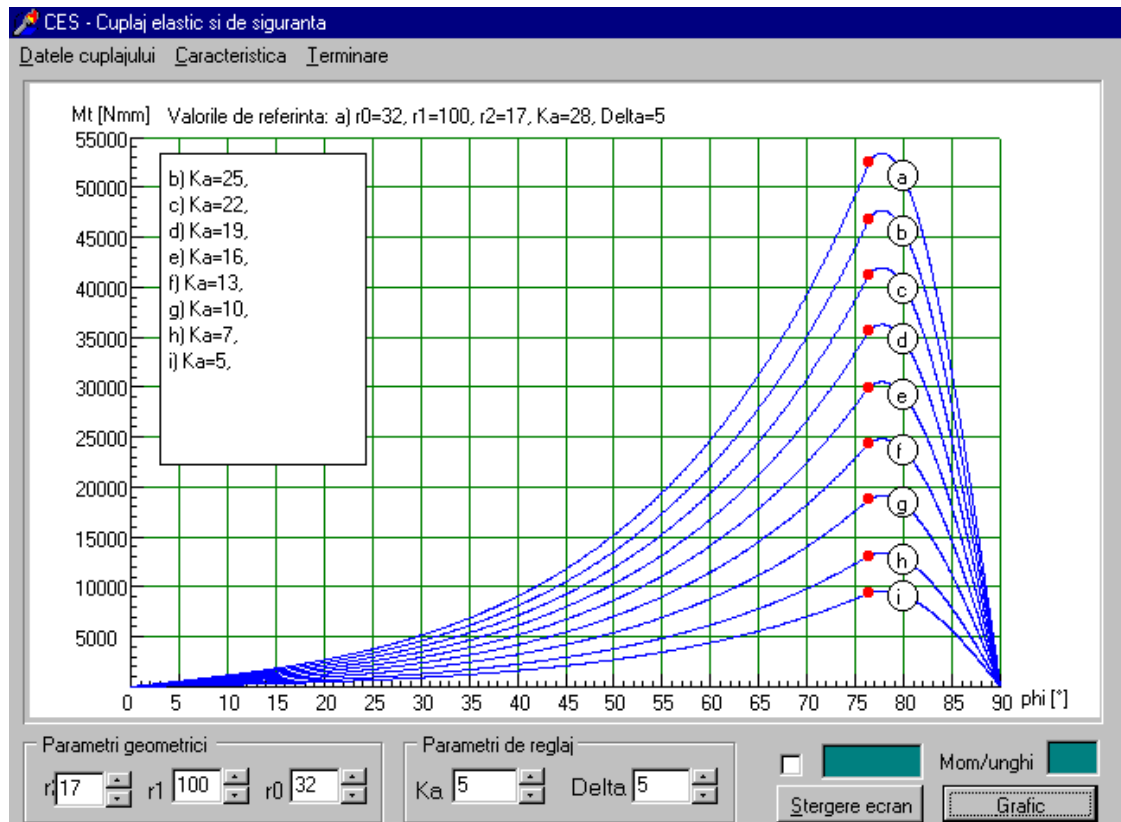
r_2 – raza de racordare a profilelor camei, $r_2 = 28$ mm;

K_a – rigiditatea arcului elicoidal de compresiune, $K_a = 28$ N/mm;

δ - deformația inițială a arcului elicoidal de compresiune, $\delta = 5$ mm.

- ◆ Fig. 6.2 – reprezintă o familie de curbe ale caracteristicii $M_t=f(\varphi)$, la care raza de racordare r_2 a profilelor camei este variabilă, ceilalți parametri fiind constanți. Analizând familia de curbe se observă că: dacă raza de racordare crește și tinde spre valoarea razei cercului de bază, momentul pe care îl transmite cuplajul scade, decuplare de sarcină având loc fără șocuri, iar cu cât r_2 scade, momentul crește, decuplarea de sarcină tinzând să se producă cu șocuri (v. fig. 6.1). Familia curbelor prezintă o singură înfășurătoare. Unghiul la care are loc decuplarea de sarcină se modifică în funcție de valoarea razei de racordare.
- ◆ Figura 6.3 – prezintă reprezentarea grafică a unei familii de curbe pentru caracteristicile $M_t=f(\varphi)$, la care raza de curbură r_1 a profilului camei este variabilă, ceilalți parametri fiind constanți. Raza r_1 scade de la valoarea inițială până la valoarea la care nu mai poate transmite moment, adică $r_1 = r_0$. Momentul transmis de cuplaj scade odată cu scăderea razei de racordare, tangenta la curbă scăzând de asemenea. În punctul de racordare trecerea de la ramura progresivă pe cea regresivă se va face cu șoc, odată cu creșterea valorii razei r_1 . Decuplarea de sarcină se face la același unghi de rotire relativă dintre semicuple.
- ◆ Figura 6.4 – reprezintă o familie de curbe a momentului de torsiune funcție de unghiul de rotire relativă dintre semicuple $M_t=f(\varphi)$, la care raza cercului de bază a camei este variabilă, ceilalți parametri rămânând constanți. Momentul transmis de cuplaj scade odată cu scăderea razei cercului de bază până la $r_0 = r_1$, când cuplajul nu mai transmite moment. Unghiul la care are loc decuplarea de sarcină se modifică funcție de valoarea razei de bază, iar decuplarea are loc fără șocuri mari.
- ◆ Figura 6.5 – reprezintă o familie de curbe a caracteristicii $M_t=f(\varphi)$ la care parametrii geometrici sunt constanți, ca și săgeata arcului, variabilă fiind rigiditatea arcului elicoidal de compresiune. Momentul transmis este funcție de rigiditatea arcului cilindric elicoidal de compresiune, valoarea sa crescând odată cu rigiditatea. Cuplajul decuplează de sarcină la același unghi de rotire relativă dintre semicuple, la diferite rigidități ale arcurilor.
- ◆ Figura 6.6 – reprezintă o familie de curbe a caracteristicii $M_t=f(\varphi)$ la care parametrii geometrici sunt constanți, rigiditatea arcurilor constantă, săgeata inițială a arcului fiind variabilă. Momentul transmis de cuplaj este funcție de deformația inițială, valoarea sa crescând odată cu săgeata inițială. Decuplarea de sarcină are loc la același unghi pentru diferite momente de torsiune.

Fig. 6.2 $M_t=f(\varphi)$, la care raza de racordare r_2 a profilului camei este variabilăFig. 6.3 $M_t=f(\varphi)$, la care raza de curbura r_1 a profilului camei este variabilă

Fig. 6.4 $M_t=f(\varphi)$, la care raza cercului de bază a cimei este variabilăFig. 6.5 $M_t=f(\varphi)$ la care parametrii geometrici sunt constanți, variabila k_a

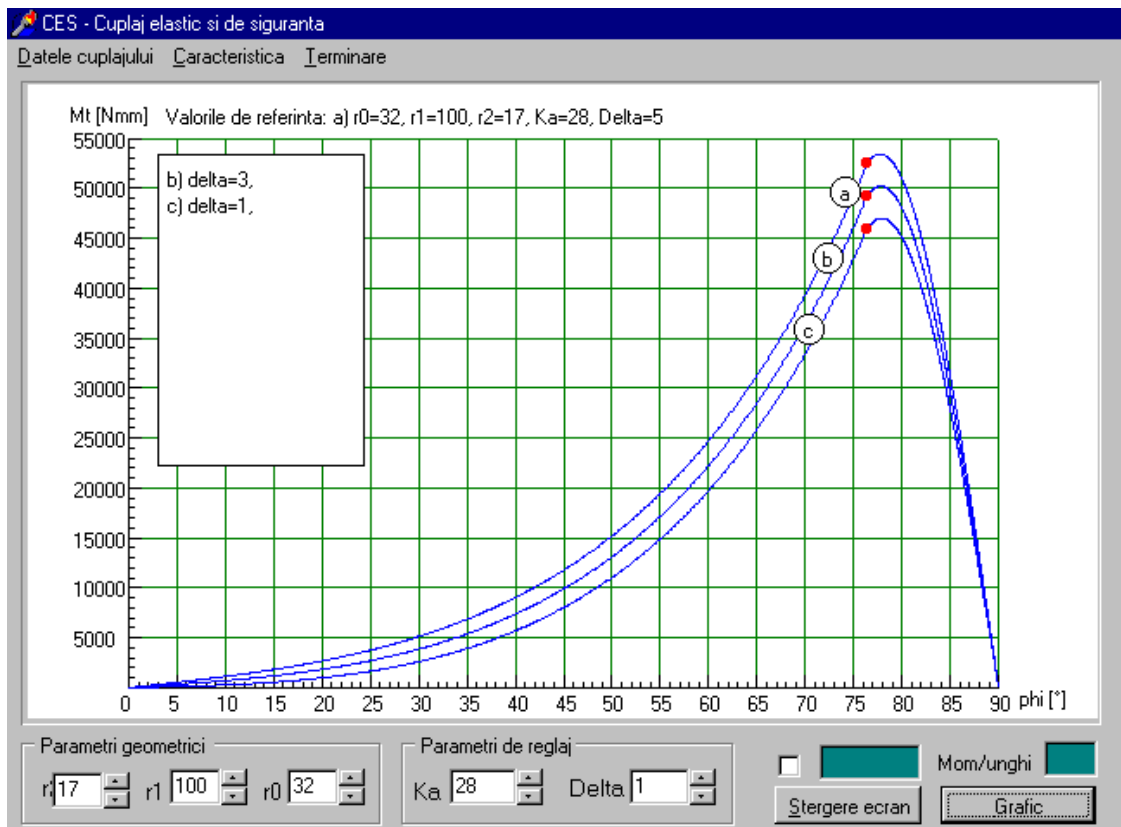
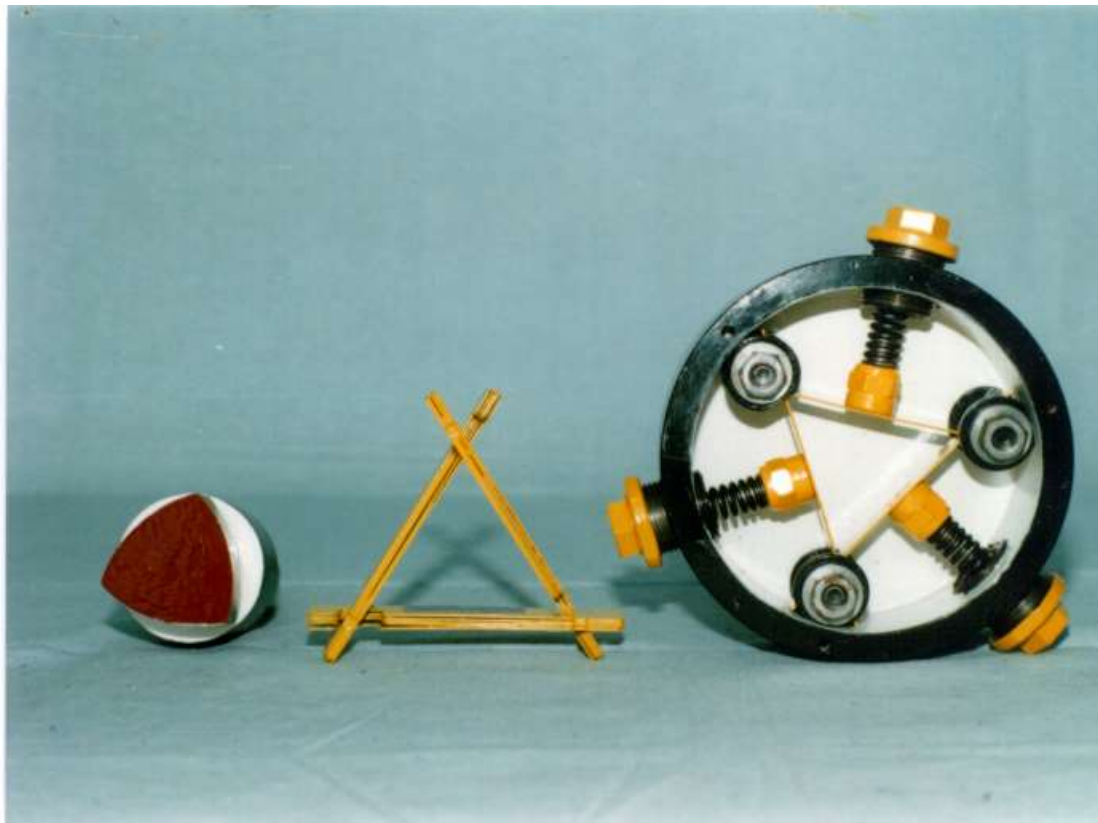


Fig. 6.6 $M_t=f(\varphi)$ la care parametrii geometrici sunt constanți, săgeata inițiala variabilă

7. Variante constructive de cuplaje elastice și de siguranță

7.1. Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație





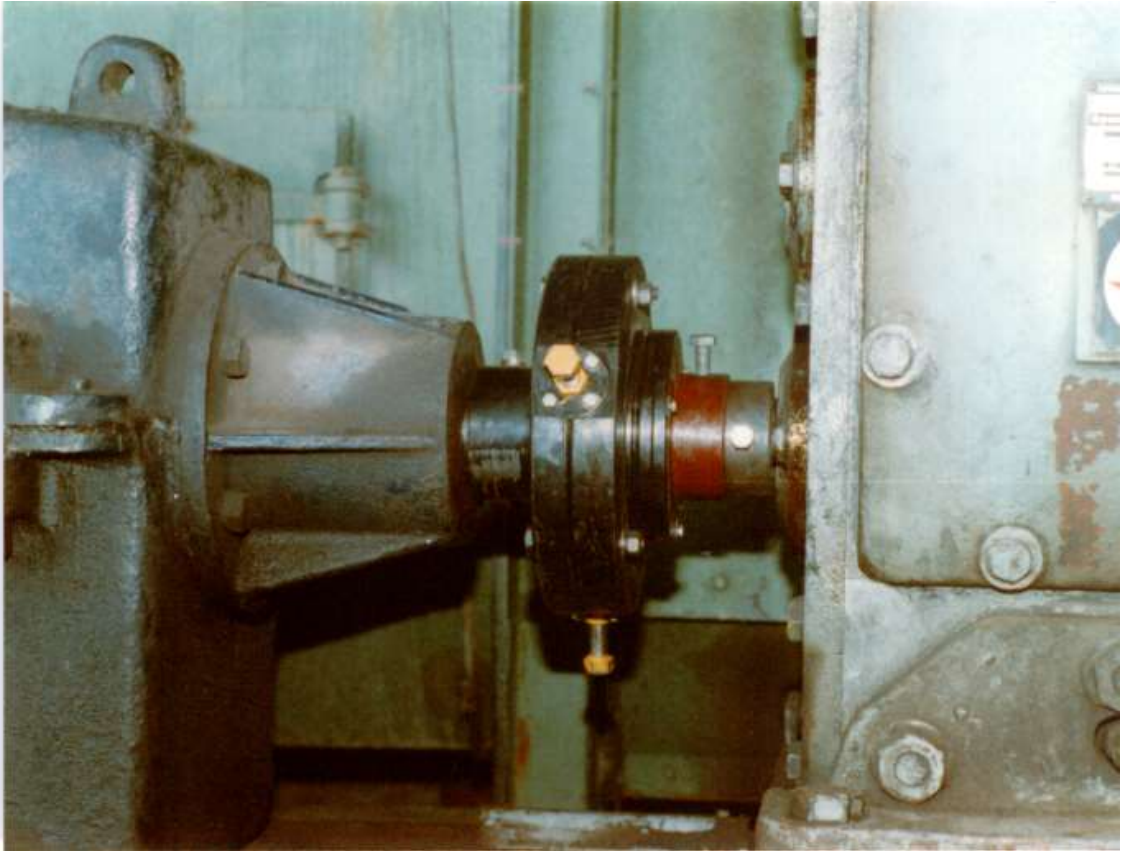
7.2. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular

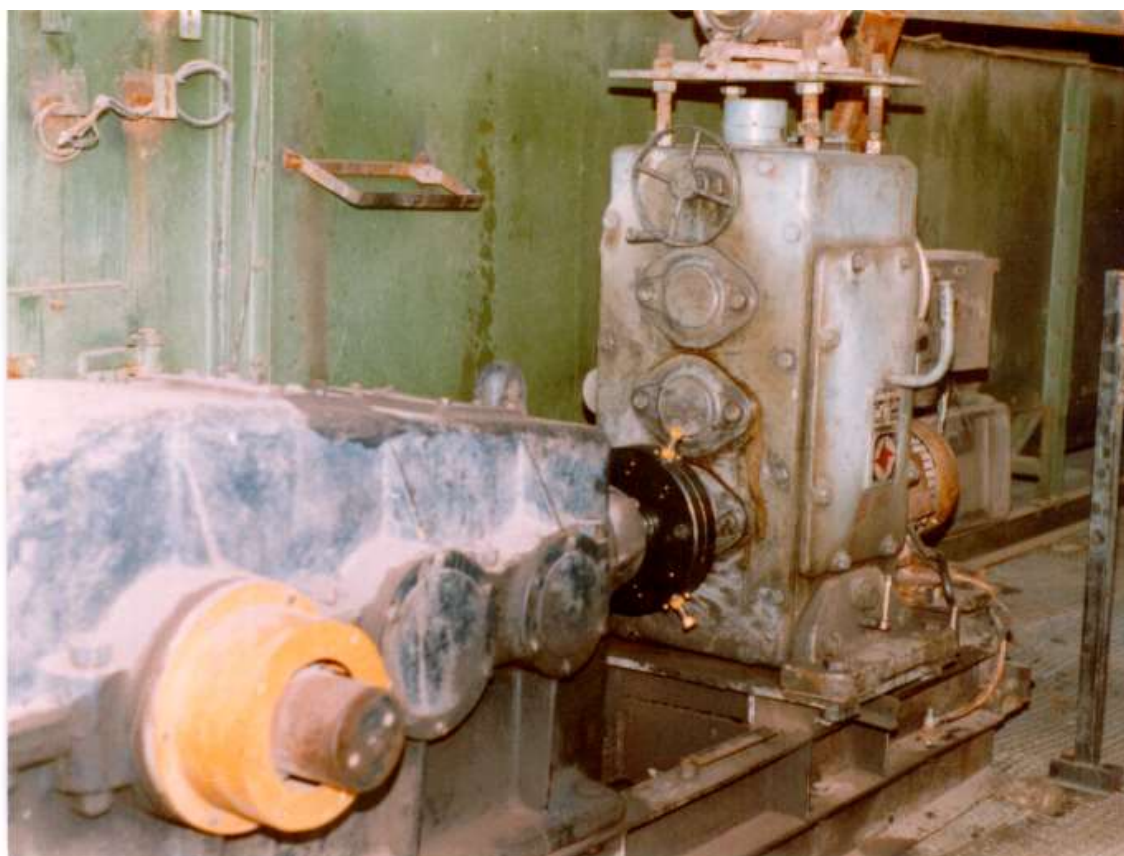




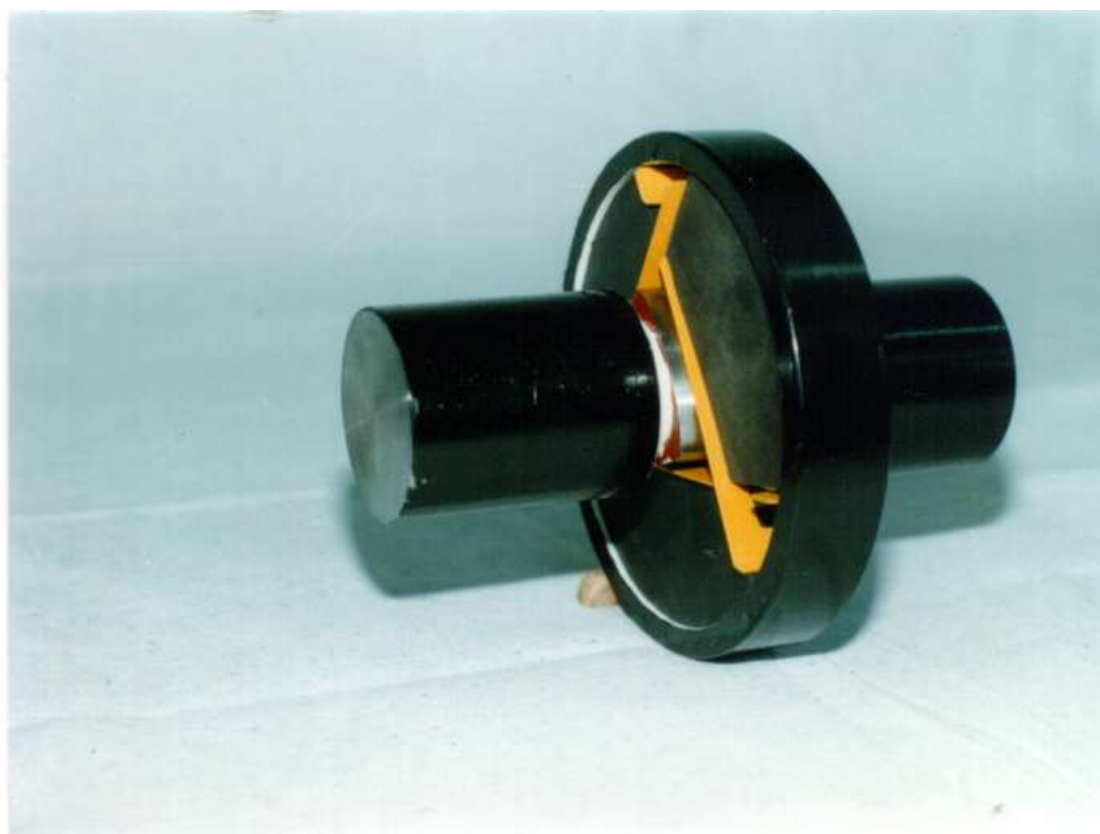
7.3. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular și arcuri elicoidale de compresiune

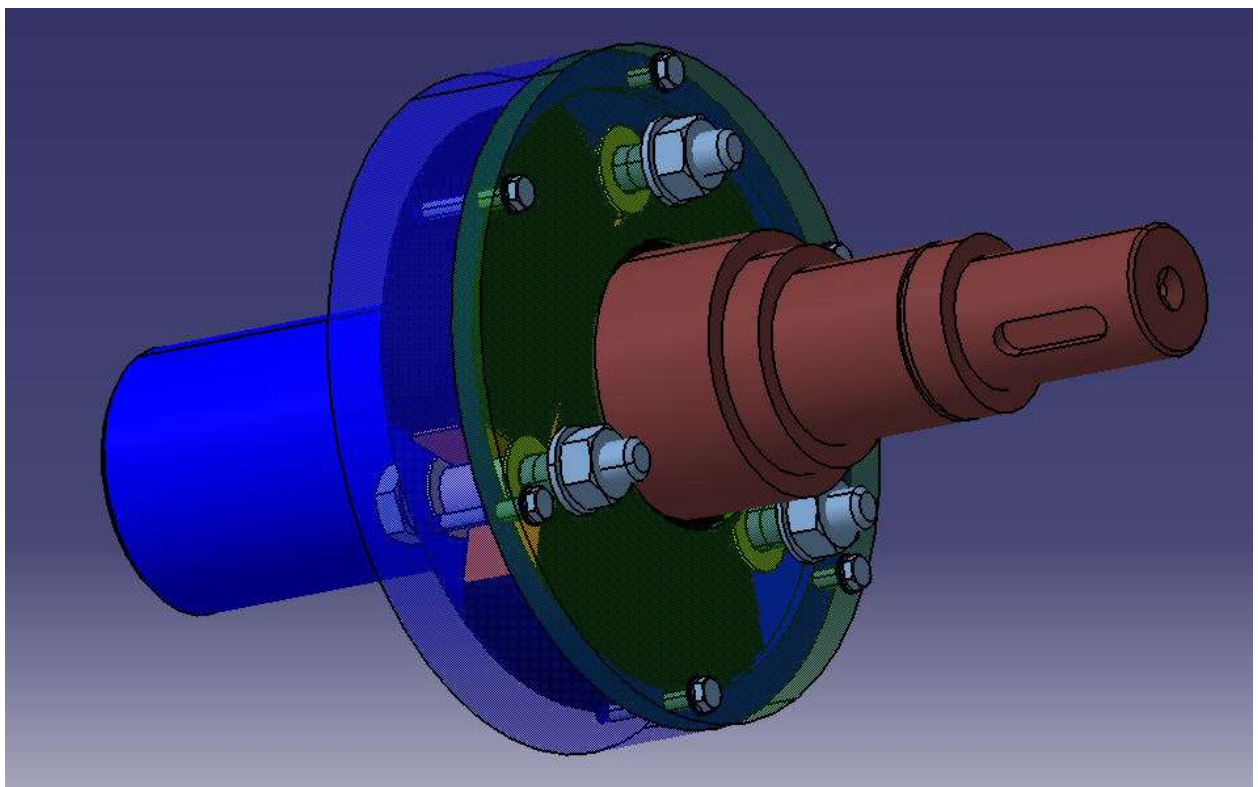
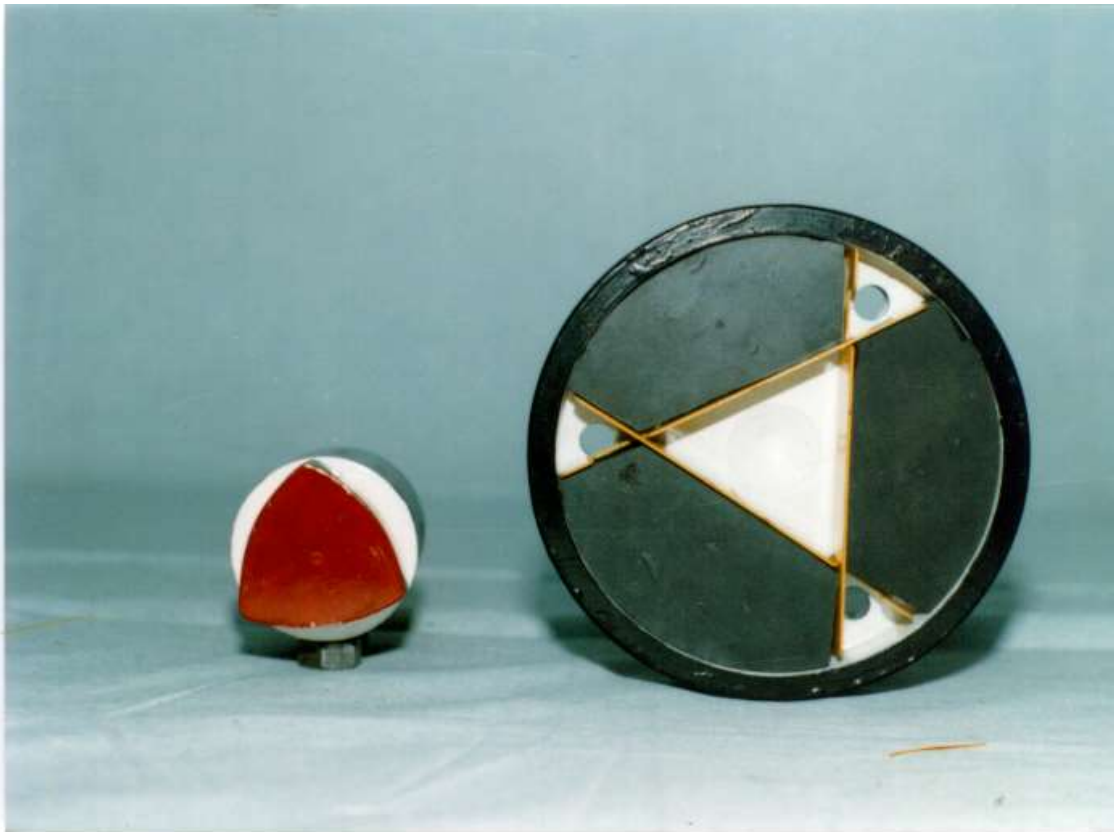


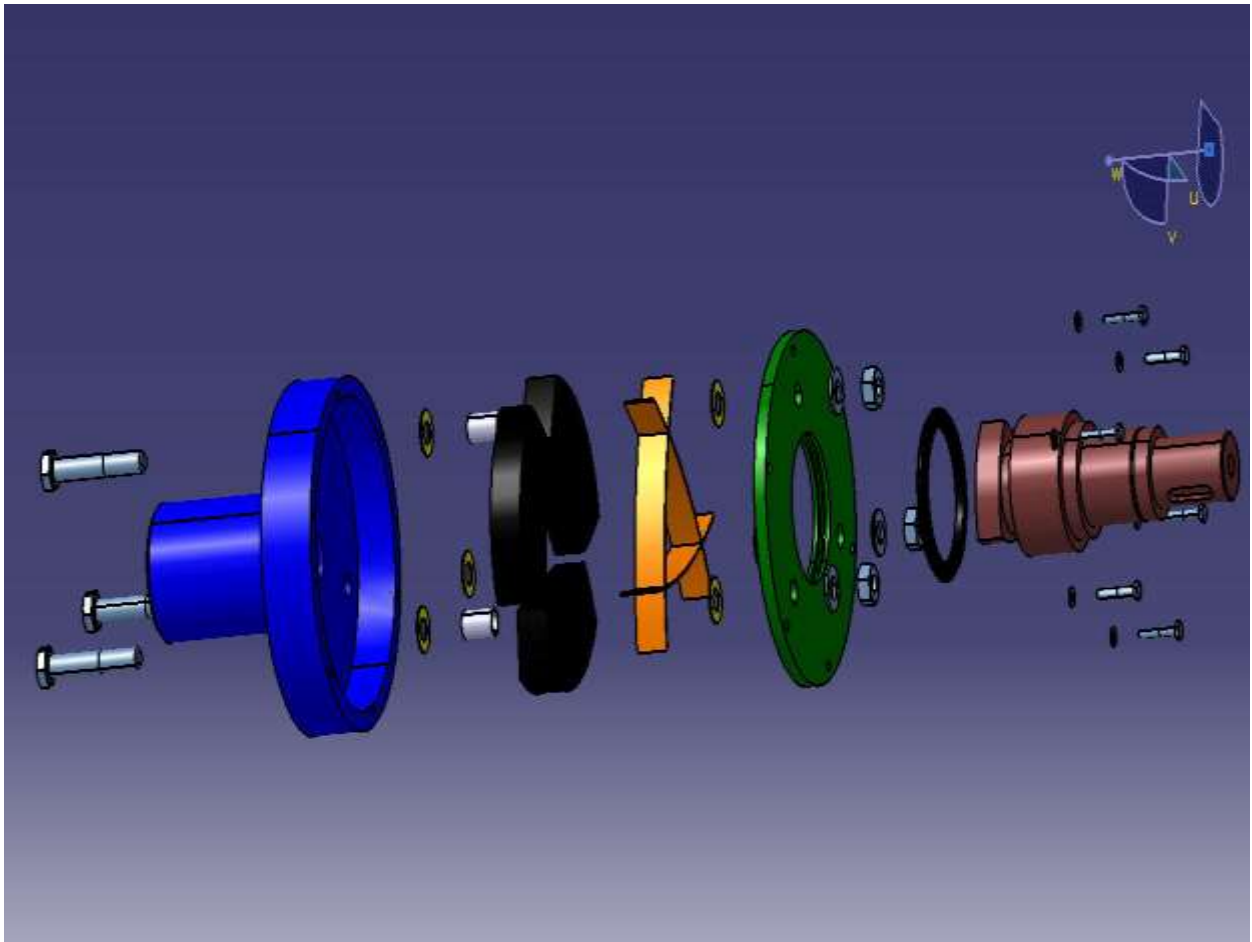




7.4. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți







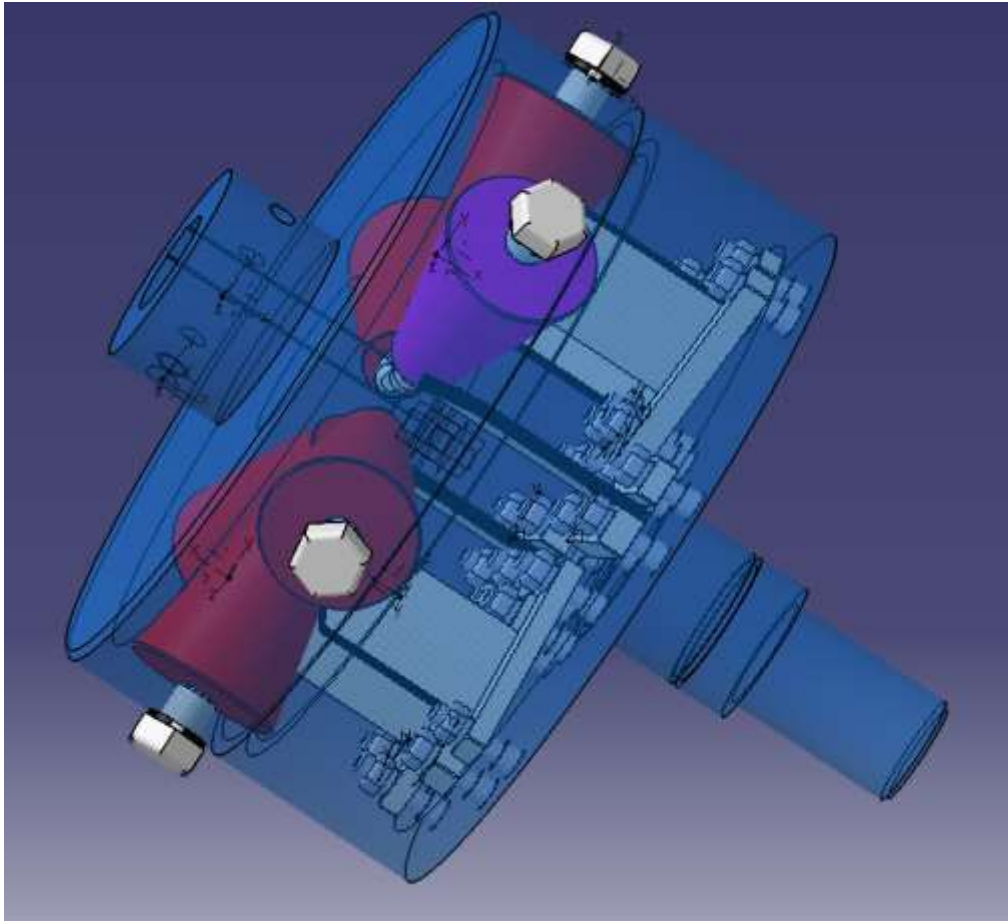
7.5. Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial



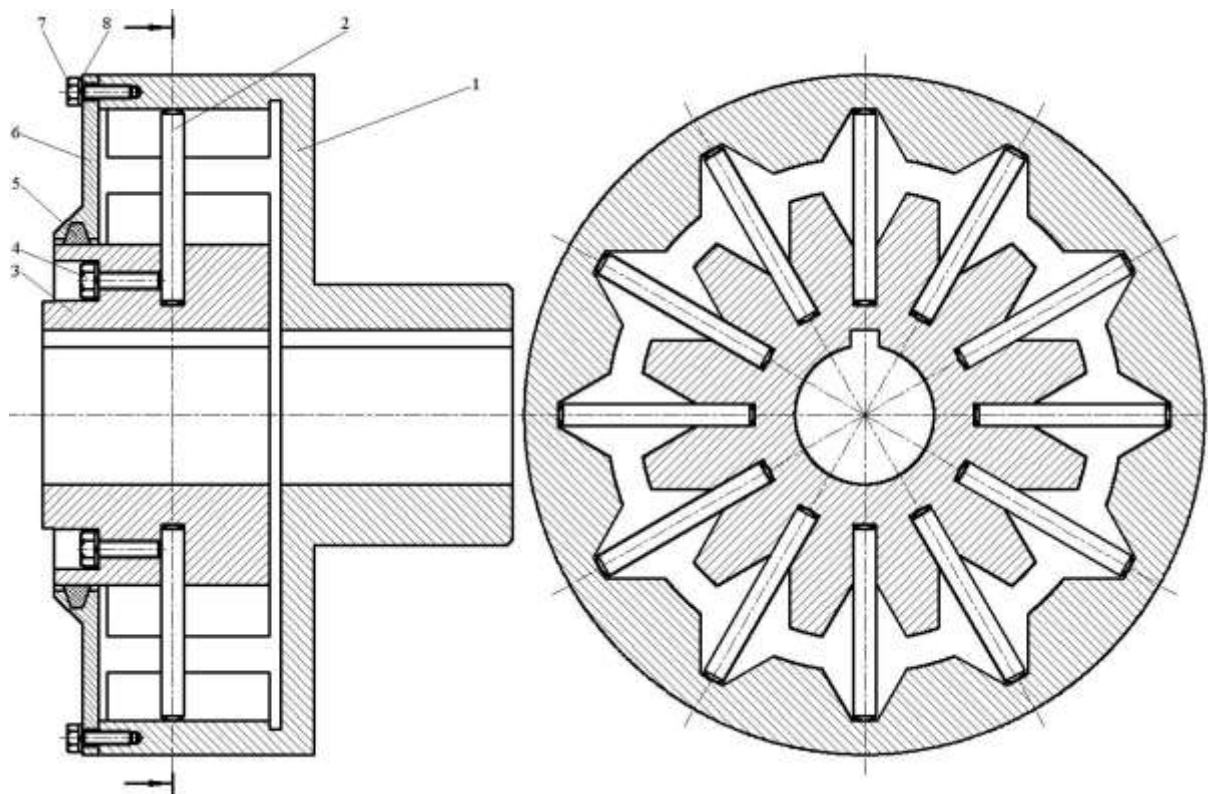


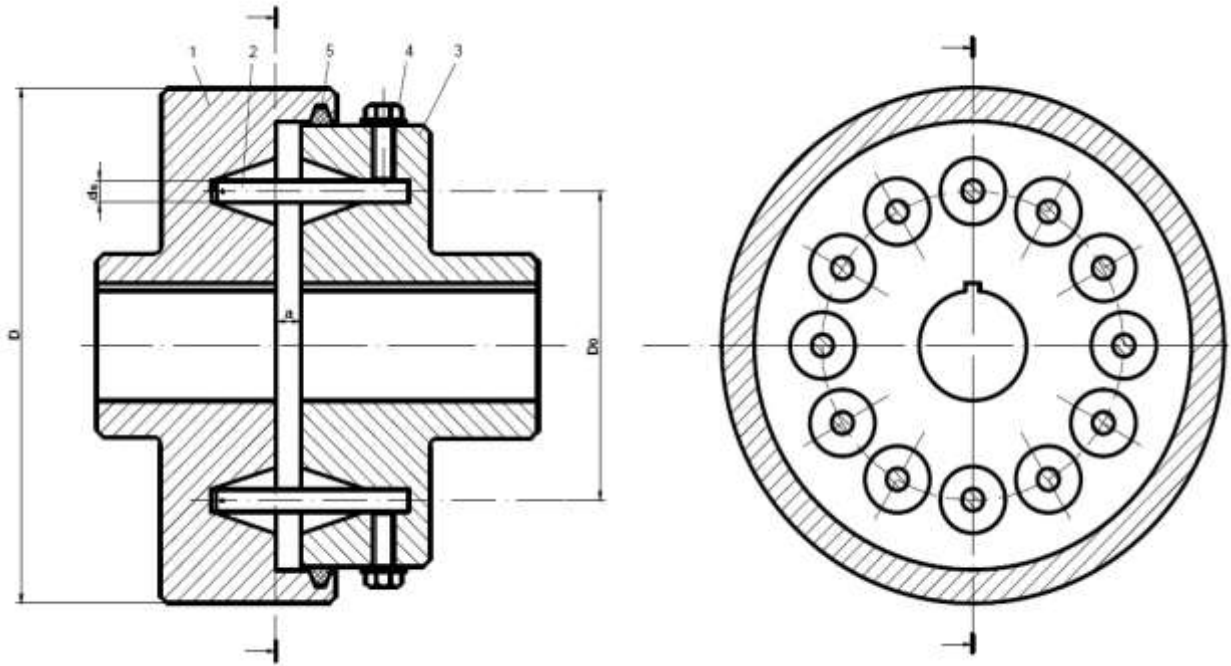
7.6. Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial



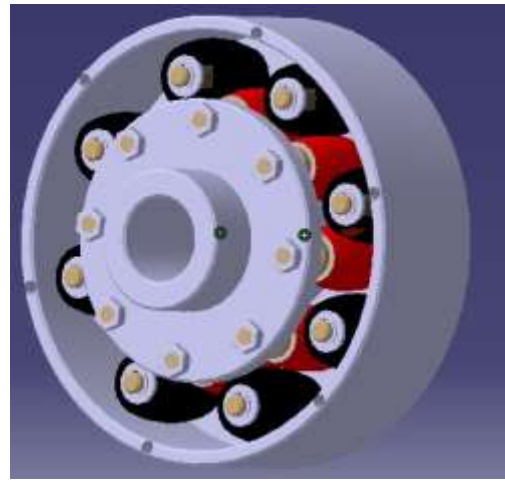
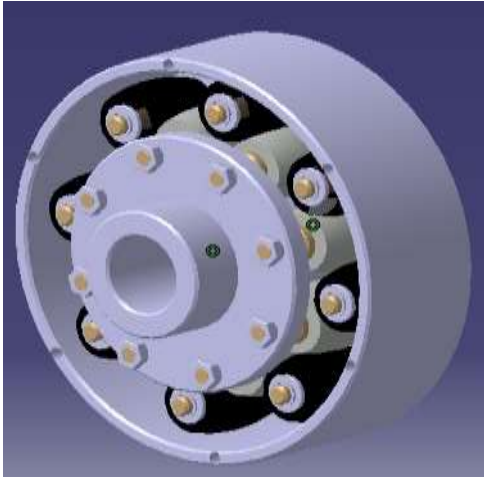


7.7. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial

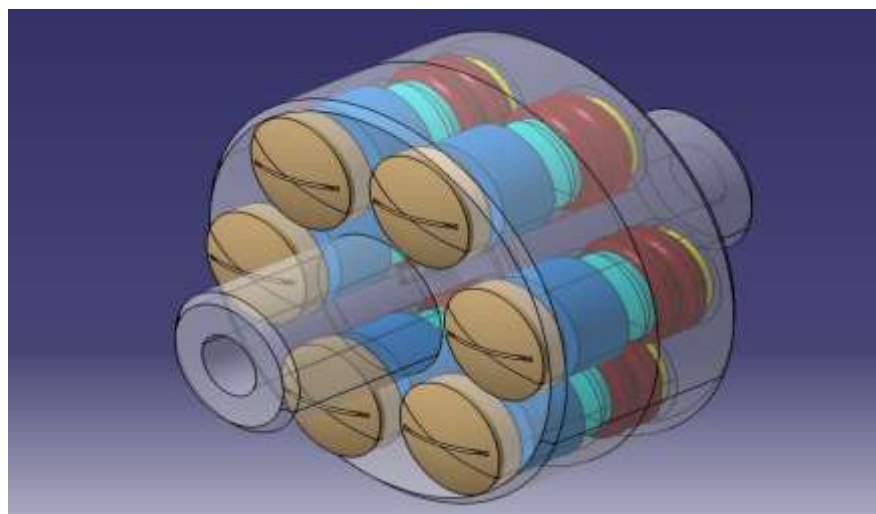
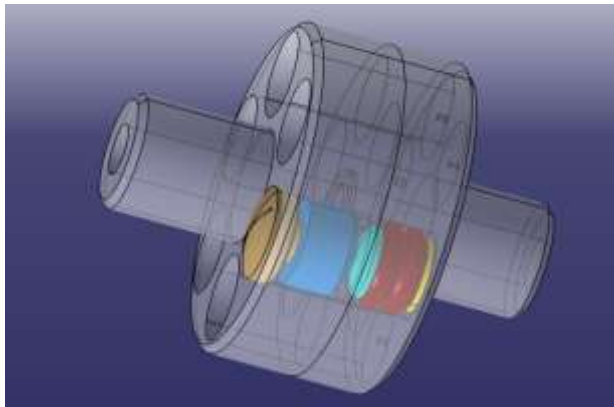
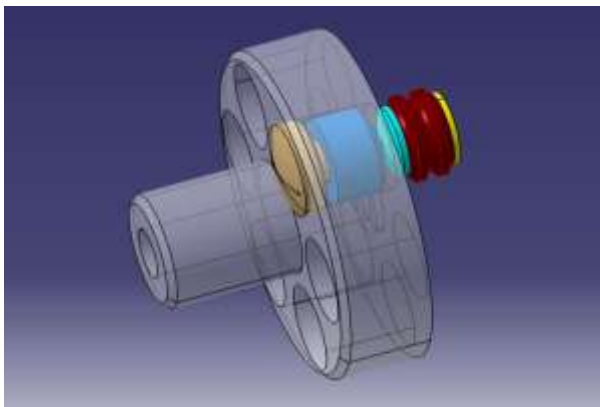
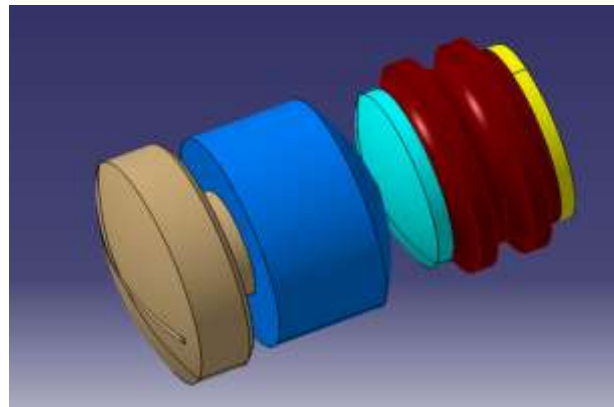
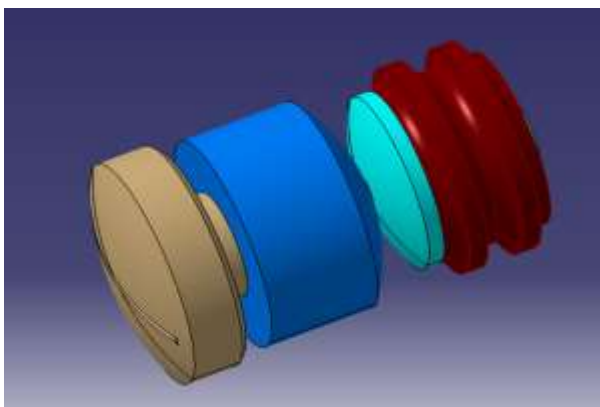
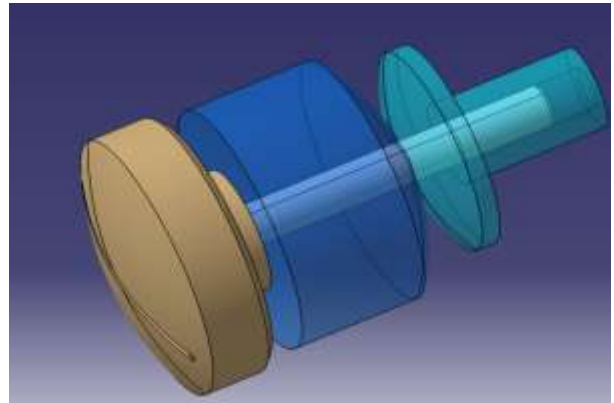
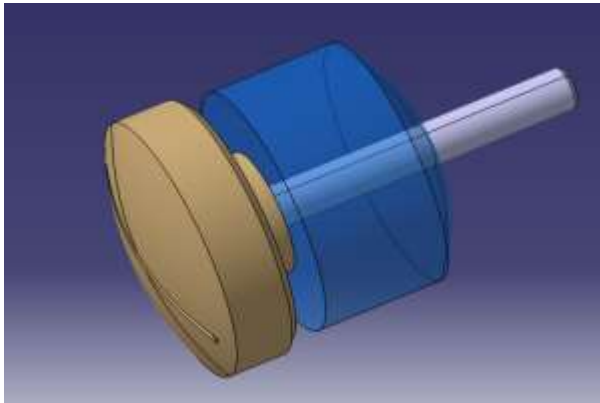


7.8. Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial**7.9. Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role**

7.10. Cuplaje elastice și de siguranță cu elemente elastice din cauciuc în formă de role



7.11. Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare



8. Concluzii

Din cercetările teoretice și experimentale privind calculul și construcția cuplajelor simple cu funcții multiple, se pot identifica o serie de concluzii, sistematizate pe capitole.

Capitolul 1

- Identificarea acelor funcții simple care pot fi combinate în vederea obținerii de soluții noi de cuplaje, pe baza unor funcții necesare.
- Stabilirea acelor cuplaje care prin combinarea funcțiilor simple pot conduce la obținerea de noi tipuri de cuplaje.
- Propunerea unei clasificări a cuplajelor mecanice, pornind de la clasificarea cunoscută, care să includă cuplajele nou propuse, cuplaje elastice și de siguranță

Capitolul 2

- Stabilirea criteriilor de sistematizare a cuplajelor mecanice
- Generarea topologică a cuplajelor și identificarea de noi variante constructive.
- Procedeu de derivare a schemelor structurale.

Capitolul 3

Generarea constructivă a cuplajelor elastice și de siguranță și determinarea momentului de torsiune și a caracteristicii elastice.

- Cuplaj elastic și de siguranță cu tacheți plați;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu tacheți cu role;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu tacheți cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu role metalice și elemente de cauciuc sub formă de role;
- Cuplaj elastic și de siguranță cu manșon de cauciuc și știfturi de forfecare.

Capitolul 4

În acest capitol, în care s-a efectuat modelarea cinematică și statică, cu determinarea funcțiilor de poziție, viteză și accelerație, s-a realizat:

- Stabilirea caracteristicilor mecanice ale motoarelor și efectoarelor prin modelarea momentului motor și cel rezistent;
- Modelarea mișcării semicuplajelor;
- Simularea numerică a modelelor propuse prin rezolvarea numerică a relațiilor analitice și vizualizarea grafică a regimurilor reprezentative de funcționare a cuplajelor elastice și de siguranță.

Capitolul 5

În acest capitol s-au prezentat rezultatele obținute în urma efectuării determinărilor experimentale statice și dinamice, caracteristicile statice au permis determinarea rigidității și a capacității de amortizare a cuplajului, iar cele dinamice au scos în evidență comportarea cuplajului în diferite regimuri de funcționare.

Capitolul 6

În capitolul 6 s-a stabilit influența parametrilor geometrici, a rigidității, respectiv a deformațiilor inițiale ale arcurilor elicoidale de compresiune, asupra caracteristicilor cuplajului elastic și de siguranță. Influența acestor parametri este vizualizată grafic.

Capitolul 7

Capitolul șapte prezintă variante constructive ale cuplajelor elastice și de siguranță:

- Cuplaje elastice și de siguranță cu tacheți plați de translație;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse echiunghiular și arcuri elicoidale de compresiune;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri de cauciuc în formă de saboți;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu arcuri lamelare dispuse radial;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu role conice dispuse radial și elemente elastice dispuse axial;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse radial;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu știfturi elastice dispuse axial;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu role metalice și elemente elastice din cauciuc în formă de role;
- Cuplaje elastice și de siguranță cu manșoane din cauciuc și știfturi de forfecare.

II. SENZORI PENTRU ROBOȚI INDUSTRIALI

În partea a-II-a a lucrării se prezintă lucrări științifice ale autorului în domeniul senzorilor pentru robotică. Domeniul de cercetare are la bază utilizarea de senzori realizați pe principiul tensometriei electrice:

- Sistem senzorial tactil 3D;
- Senzori pentru determinarea prehensiunii și a alunecării;
- Sistem senzorial pentru determinarea forțelor și momentelor pe trei direcții

9. Sistem senzorial tactil 3D

Senzori tactili poate fi folosit pentru diferite aplicații. În domeniul aplicațiilor cu roboți sistemele senzoriale tactile sunt proiectate pentru a interacționa cu obiecte de diferite forme care necesită manipulare. Sistemele senzoriale tactile pot da informații vizuale atunci când robotul începe să strângă un obiect. Robotul trebuie să lucreze cu obiecte pe care le manipulează direct și să interacționeze în condiții de siguranță. În robotică senzorul tactil este format dintr-o matrice de elemente, asigurând determinarea unei distribuții a presiunii de contact. Sistemul senzorial tactil are la bază celulele tactile dispuse sub formă matricială de elemente. Prin împărțirea suprafeței de contact în matrice de puncte de măsurare se poate obține o imagine 2D. Pentru obținerea celei de-a treia dimensiuni se utilizează un sensor de deplasare. Corelarea informațiilor prin suprapunerea imaginii 2D cu informațiile de la senzorul de deplasare conduce astfel la obținerea imaginii 3D a obiectului manipulat. Simțul tactil este important în acest context, deoarece ajută la determinarea dimensiunilor estimate, cum ar fi forma obiectelor, [STR/31 16].

Construcția celulei tactile

Sistemul senzorului tactil 3D are ca element de bază celula tactilă. În figura 9.1 este prezentată celula tactilă a cărei structură are următoarele elemente componente

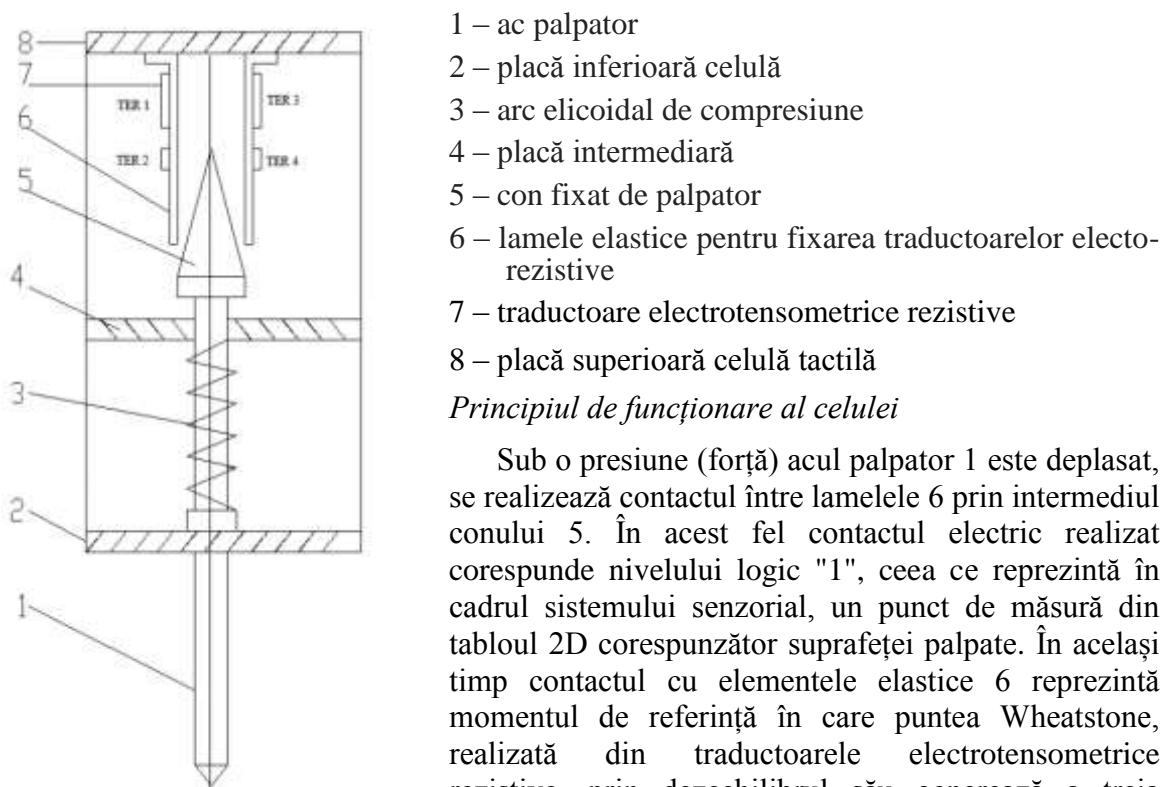


Fig. 9.1 Celula tactilă

- 1 – ac palpator
- 2 – placă inferioară a celulei
- 3 – arc elicoidal de compresiune
- 4 – placă intermediară
- 5 – con fixat de palpator
- 6 – lamele elastice pentru fixarea traductoarelor electrorezistive
- 7 – traductoare electrotensometrice rezistive
- 8 – placă superioară a celulei tactile

Principiul de funcționare al celulei

Sub o presiune (forță) acul palpator 1 este deplasat, se realizează contactul între lamelele 6 prin intermediul conului 5. În acest fel contactul electric realizat corespunde nivelului logic "1", ceea ce reprezintă în cadrul sistemului senzorial, un punct de măsură din tabloul 2D corespunzător suprafeței palpate. În același timp contactul cu elementele elastice 6 reprezintă momentul de referință în care puntea Wheatstone, realizată din traductoarele electrotensometrice rezistive, prin dezechilibrul său generează a treia dimensiune al obiectului preluat. În momentul

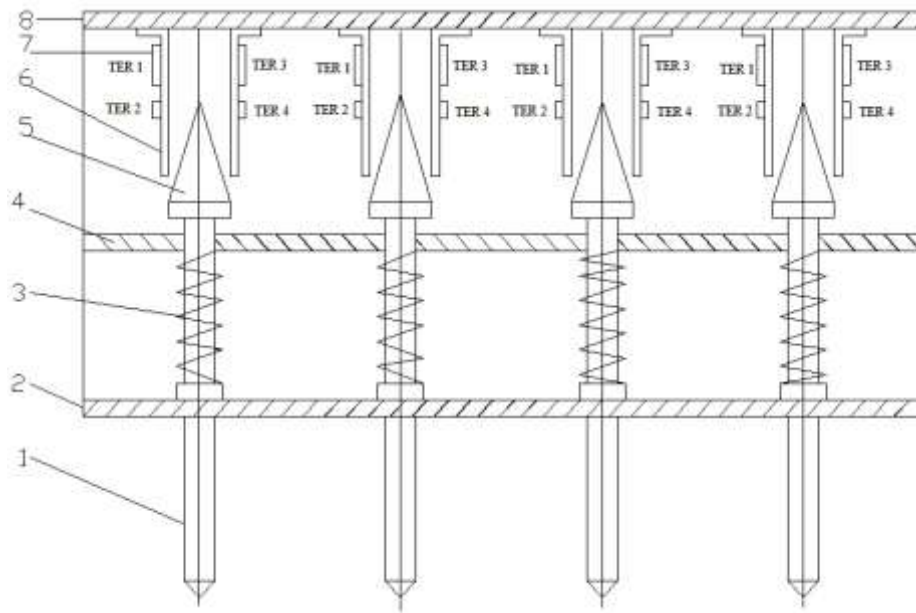


Fig. 9.2 Senzor tactil 3D

contactului dintre lamele 6 și conul 5 puntea de măsură este echilibrată, valoarea tensiunii de ieșire fiind zero. Prin deplasarea acului palpator are loc dezechilibrarea punții Wheatstone, valoarea de ieșire măsurată determinând a treia dimensiune a obiectului. Prin etalonarea punții de măsură putem converti valoarea tensiunii într-o mărime a deplasării funcție de această valoare, [CON/1 89].

Construcția sistemului senzorial tactil

Sistemul senzorial tactil, ca și modelul uman, este realizat dintr-o matrice cu celule tactile, numărul acestora și poziționarea lor în cadrul matricei determină rezoluția sistemului senzorial. În figura 9.2 este prezentată o secțiune dintr-o matrice 4x4 de celule tactile. Imaginea 3D se obține în mod indirect și oferă două tipuri de informații. Primele informații se obțin la realizarea contactelor electrice, prin deplasarea acelor detectoare care se află în contact cu obiectul. Informațiile următoare sunt obținute prin eșantionare succesivă, în același timp, cu mișcarea acelor detectoare. Poziția lor este determinată cu ajutorul curbelor de etalonare ale senzorilor.

A treia dimensiune este dată de suprapunerea planurilor obținute prin citirea valorilor matricei celulelor tactile. Contactul dintre sistemul tactil de detectare și obiect va conduce, în funcție de forma obiectului, la îndoirea elementelor elastice. Punțile Wheatstone sunt, deci, dezechilibrate și valorile măsurate determină a treia dimensiune care definește poziția planurilor 2D eșantionate.

Interfațarea celulei tactile

Ieșirea unei punți Wheatstone are o valoare de 3 mV și este în mod evident un semnal analogic. Pentru interfațare semnalul analogic este convertit prin intermediul unui convertor analog digital (DAC). Valoarea semnalului de intrare pentru convertor variază de la 0 la 2 V. În aceste condiții semnalul provenit de la puntea Wheatstone, este amplificat în intervalul 0-2 V.

Figura 3 prezintă schema electrică de interfațare a celulei tactile, care include puntea Wheatstone cu circuitul de echilibrare format din rezistențe fixe R1, R3 și rezistență variabilă R2, amplificatorul operațional AO și convertorul analog - digital, DAC. Semnalul transmis la magistrala de date, reprezintă valoarea celei de-a treia dimensiune a obiectului [STR/31 16].

Interfațarea sistemului tactil

Măsurarea deplasării acelor palpatoare din celule tactile, poate fi realizată prin utilizarea tehnicii de măsurare în paralel, deci în mai multe puncte [RUO 87].

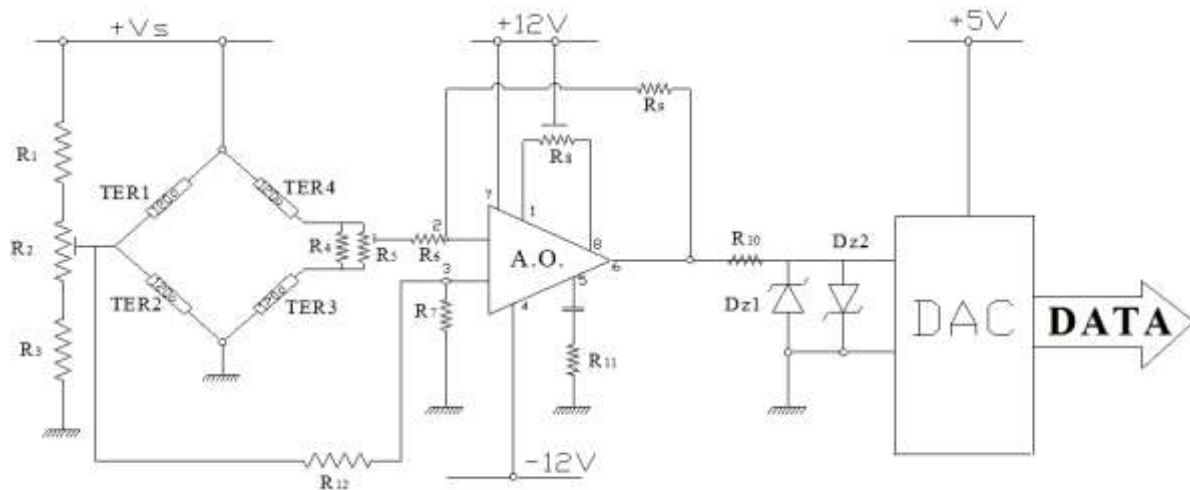


Fig. 9.3 Schema electrică de interfațare a celulei tactile

Pentru citirea punctelor de măsurare ale celulelor tactile, din sistemul senzorial tactil, se utilizează un dispozitiv electronic multiplexor. Toate punctele de măsurare sunt citite în timp real și semnalele sunt transmise prin intermediul magistralei de date.

Avantajul constă în faptul că nu există întrerupătoare, fiecare punct de măsurare fiind conectat permanent și, de asemenea, având posibilitatea de a determina poziția acelor palpatoare din celulele tactile.

Tehnica măsurării paralele ale celulelor tactile ale sistemului tactil reprezintă o determinare sincronă în timp real, care permite obținerea imaginii 2D, (cu atribuirea temporară univocă a valorilor măsurate), fie ca atribuirea de juxtapunere, de exemplu la înregistrarea uneia sau mai multor alungiri ale sistemului senzorial.

Punțile Wheatstone ale celulelor tactile din sistemul senzorial generează semnale analogice, care sunt amplificate, convertite în semnale digitale și trimise la magistrala de date a calculatorului. Viteza de transmitere a datelor depinde de configurația elementelor componente de transfer al acestor date, precum și cu privire la tehnologia de fabricație a dispozitivelor electronice.

Tehnica de prelucrare a semnalelor, care sunt trimise de către celulele tactile prin măsurători paralele, folosește multiplexoare. În această situație, este necesară introducerea unui convertor analog digital comun pentru toate canalele de măsurare. Semnalele sunt transmise acestui convertor prin multiplexoare. Scopul multiplexorului este de a transfera semnalele de măsurare, care sunt luate într-un mod paralel, pe parcursul unui ciclu de detecție, în timp real. Din cauza detectării discrete - în timp - a semnalelor de măsurare prin multiplexor, este necesar să se utilizeze un circuit închis de tact de ordinul zero, înainte de a filtra semnalul.

Tehnica modernă de măsurare a valorilor generate simultan, ca urmare a unui proces fizic, permite evaluarea în timp real și prelucrarea datelor, prin intermediul unor tehnologii software și hardware. Sistemul, care funcționează cu procedura de măsurare și prelucrare a semnalului este prezentat în figura 9.4 [7], în formă de schemă bloc, cu n canale de măsurare.

Semnalele primite de la celulele tactile formează o bază de date pentru fiecare canal destinat celulelor care formează sistemul de detecție. În funcție de baza de date, obținută în timp de la sistemul de determinare, acesta generează diferite seturi de curbe care definesc forma obiectului. Canalele de măsurare pot fi echipate cu diferite amplificatoare, astfel încât pot fi conectate mai multe celule tactile funcție de rezoluția dorită. Canalele de măsurare sunt sincronizate prin intermediul unui oscilator central cu cuarț, care oferă o atribuire exactă temporară a semnalelor de măsurare pentru toate canalele. Unitatea centrală de procesare preia valorile măsurate ale tuturor canalelor și le salvează într-o memorie intermediară, de unde sunt transmise, prin intermediul unei conexiuni în paralel sau în serie, la calculator.

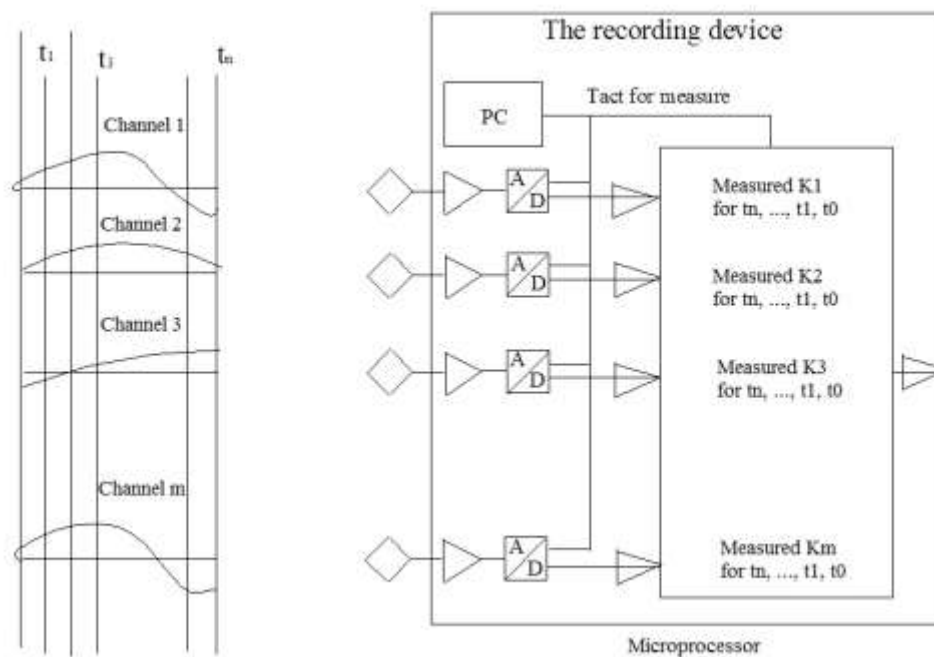


Fig. 9.4 Schema bloc de măsurate pentru sistemului senzorial tactil 3D

Pentru că amplificatoarele de măsurare sunt complet reglabile, prin intermediul unui calculator se poate realiza prelucra semnalele primite de la puțile de măsurare ale sistemului senzorial. Măsurătorile efectuate prin această metodă definesc în timp real imaginea 3D a obiectului studiat. Prin intermediul acestei proceduri obiectele pot fi identificate și procesul tehnologic care utilizează sistemul de detectare tactilă îndeplinește funcția pentru care a fost proiectat. În figura 9.5 se prezintă fotografia sistemului senzorial realizat.

Sistemul senzorial tactil 3D prezintă avantajul, dat de precizia ridicată prin utilizarea metodei de măsurare cu senzori tensometrici rezistivi, având la bază puntea Wheatstone rezistivă.

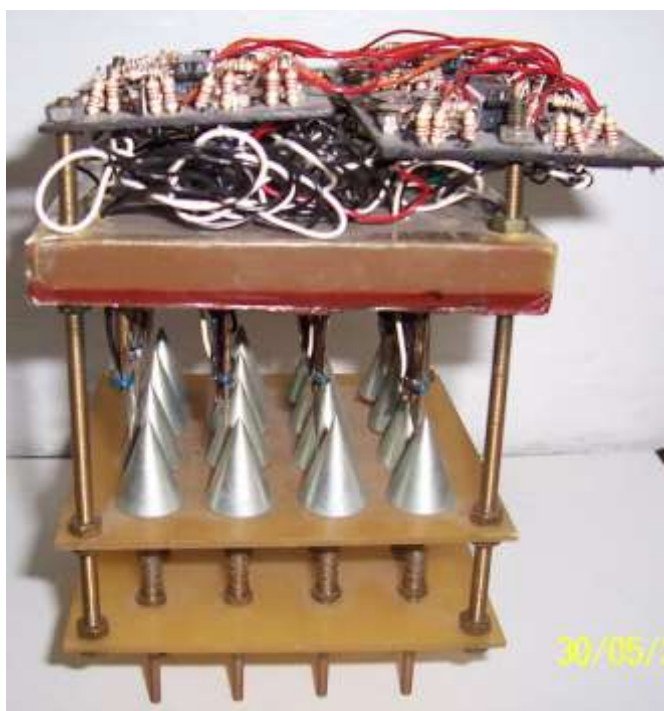


Fig. 9.5 Fotografia sistemului senzorial tactil cu detecție tensometrică

10. Sistem senzorial 3D pentru determinarea de forțe și momente

Interacțiunea robot – mediu se manifestă prin contactul fizic cu diferite obiecte din spațiul de lucru, ceea ce impune determinarea acestor forțe și momente. Pentru determinarea forțelor de interacțiune robot - mediu se utilizează diferite metode de amplasare a acestor elemente senzoriale:

- amplasarea senzorilor la nivelul efectorului final;
- utilizarea ca senzori a elementelor de acționare din cuplele cinematice;
- echiparea cu senzori a mediului, respectiv utilizarea unei platforme dotate cu senzori, cu care vin în contact obiectele manipulate de către robot;
- amplasarea senzorilor de forță/moment în “încheietura mâinii”, respectiv între brațul robotului și efectorul final.

Acest ultim tip de senzori de forță/moment, numiți și celule de încărcare, constau dintr-un număr de senzori tensiometrici aplicați pe un suport metalic a cărui structură transformă solicitarea mecanică într-o alungire măsurabilă.

Informațiile transmise de traductorii tensometrici definesc mărimea efortului de contact dintre structura robotului și forțele ce acționează asupra sa.

Controlul auto adaptiv al unei structuri mecanice complexe, cum ar fi robotul, necesită măsurarea forței fizice, forță produsă în timpul mișcării de prindere și / sau manipularea obiectelor. Dezvoltarea tehnicilor de control și adaptare ale senzorilor de față, au crescut popularitatea senzorilor de forță și cuplu, care vor permite următoarelor generații de roboți controlul interactiv de apucare ca și controlul mișcării obiectelor de-a lungul task-urilor programate. Forțele cinematice, cum ar fi cele care se exercită în "mâna" robotului, sunt datorate accelerației maselor obiectelor în timpul manipulării acestora, iar forțele statice apar ca urmare a prehensiunii exercitate asupra suprafeței obiectului în timpul operației de manipulare.

Există o strânsă legătură între componentele mecanice și cele electrice din structura sensorului încât ele trebuie gândite încă din faza de proiectare pentru a obține un senzor performant din toate punctele de vedere [STR/14 01].

Desenul celulei de încărcare

Senzorul de forță realizează conversia energiei mecanice în energie electrică prin măsurarea deformației fizice pe care forța în cauză a produs-o elementului senzorial. Deformația fizică transmisă sistemului senzorial se realizează prin intermediul unui material suport. Tipul și forma materialului suport afectează performanțele senzorilor de forță, în special domeniul măsurării dinamice. Un exemplu de celulă de încărcare, care utilizează senzori tensometrici rezistivi (TER) pentru măsurarea tensiunii mecanice, care acționează asupra articulației din brațul robotului, este prezentată în figura 10.1.

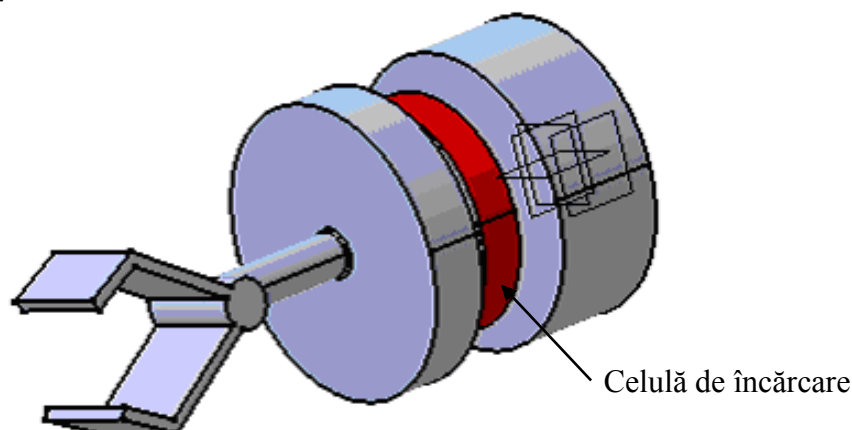


Fig. 10.1 Amplasarea celulei de încărcare în brațul unui robot

Aceste structuri suport sunt proiectare și depind de aplicație.

Informațiile transmise de senzorii tensometrici definesc mărimea efortului de contact dintre structura robotului și forțele ce acționează asupra sa. Cantitatea de informații este funcție de numărul de mărci tensometrice și forma elementului elastic. Un ansamblu de relații liniare descriu legătura dintre forțe, momente și informațiile generate de senzorii rezistenți conform relației:

$$\begin{Bmatrix} +\alpha & 0 & -\alpha & 0 & +\alpha & 0 & -\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & +\beta & 0 & 0 & 0 & -\beta \\ 0 & +\beta & 0 & 0 & 0 & -\beta & 0 & 0 \\ 0 & -\gamma & 0 & +\gamma & 0 & -\gamma & 0 & +\gamma \\ 0 & 0 & +\delta & 0 & 0 & 0 & -\delta & 0 \\ +\delta & 0 & 0 & 0 & -\delta & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} * \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \\ U_6 \\ U_7 \\ U_8 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{Bmatrix} \quad (10.1)$$

În figura 2 este prezentată forma constructivă a elementului elastic suport care este folosit pentru a determina două sau trei componente ale forței de interacțiune a robotului cu mediul.

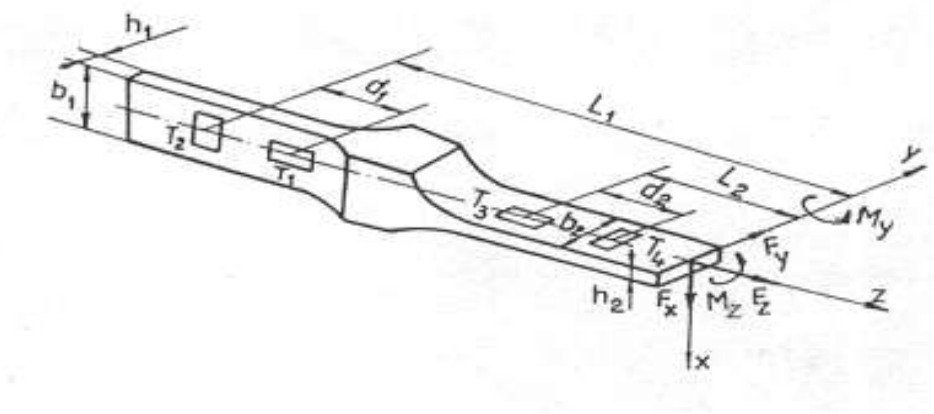


Fig. 10. 2 Forma constructivă a elementului elastic

Determinarea matricei de cuplare este relativ simplă, structura elastică prezintă ca o bară static determinată încadrată la un capăt. Eforturile unitare din structura elementului suport sunt:

$$\sigma_1 = \frac{F_y \cdot l_1}{W_z} = \frac{6 \cdot l_1 \cdot F_y}{b_1 \cdot h_1^2} \quad (10.2)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_x \cdot l_2}{W_z} = \frac{6 \cdot l_2 \cdot F_x}{b_2 \cdot h_2^2} \quad (10.3)$$

Relația dintre alungirile specifice ale elementului elastic, detectate de traductoarele electrotensometrice rezistive și interacțiunea forțelor aplicate este dată de matricea de cuplare

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{bmatrix} = \frac{6}{E} \begin{bmatrix} 0 & \frac{l_1}{b_1 \cdot h_1^2} \\ \frac{l_2}{b_2 \cdot h_2^2} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (10.4)$$

În figura 3 este reprezentat sub forma constructivă 3D sistemul senzorial utilizat pentru determinarea forțelor și momentelor pe cele trei axe.

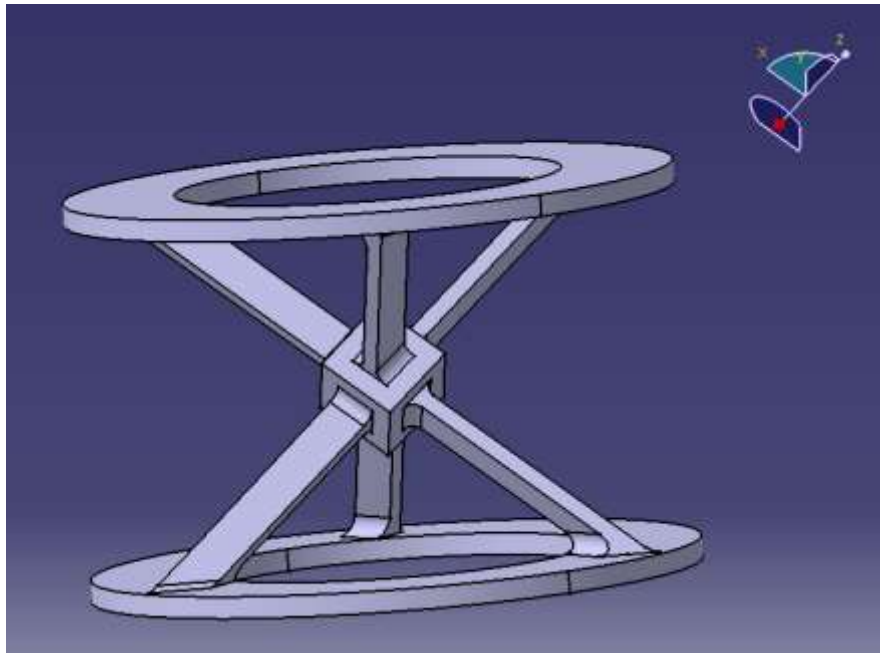


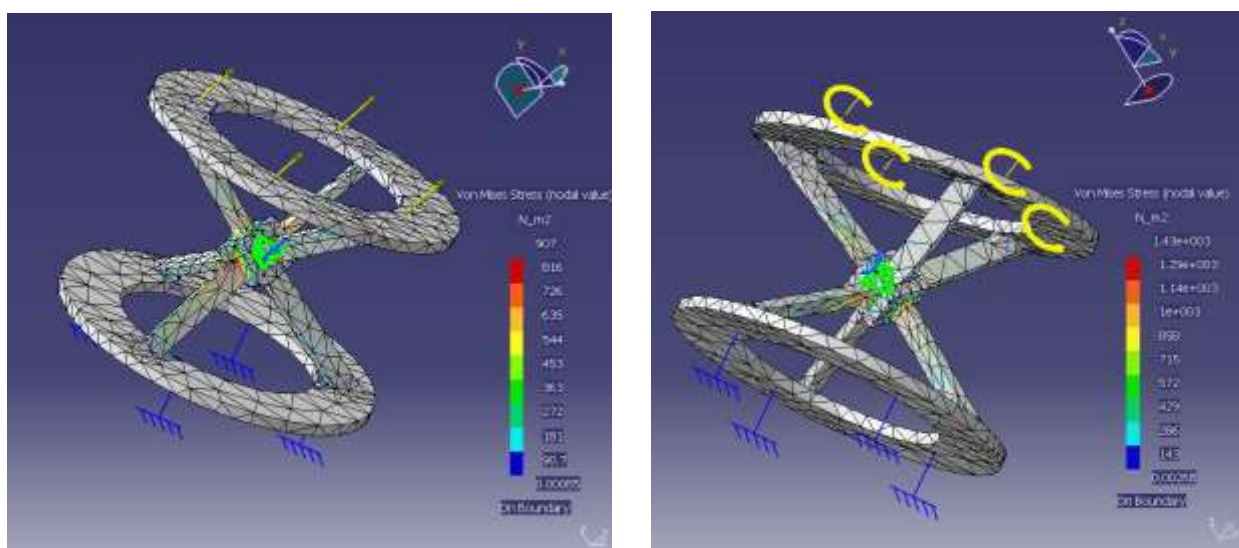
Fig. 10.3 Celula de încărcare 3D

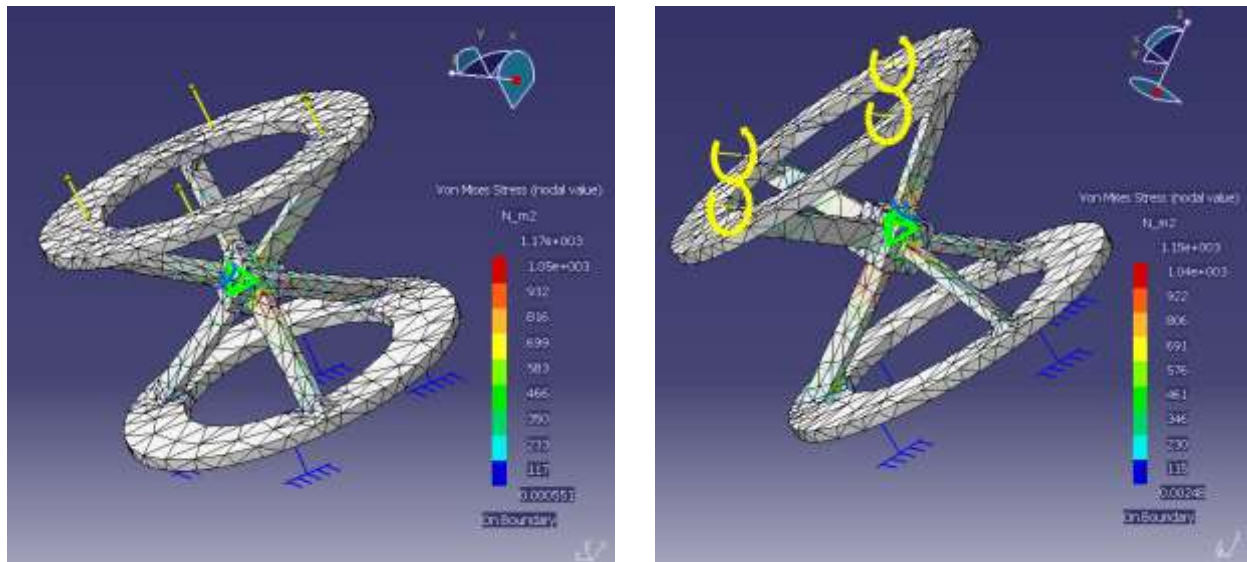
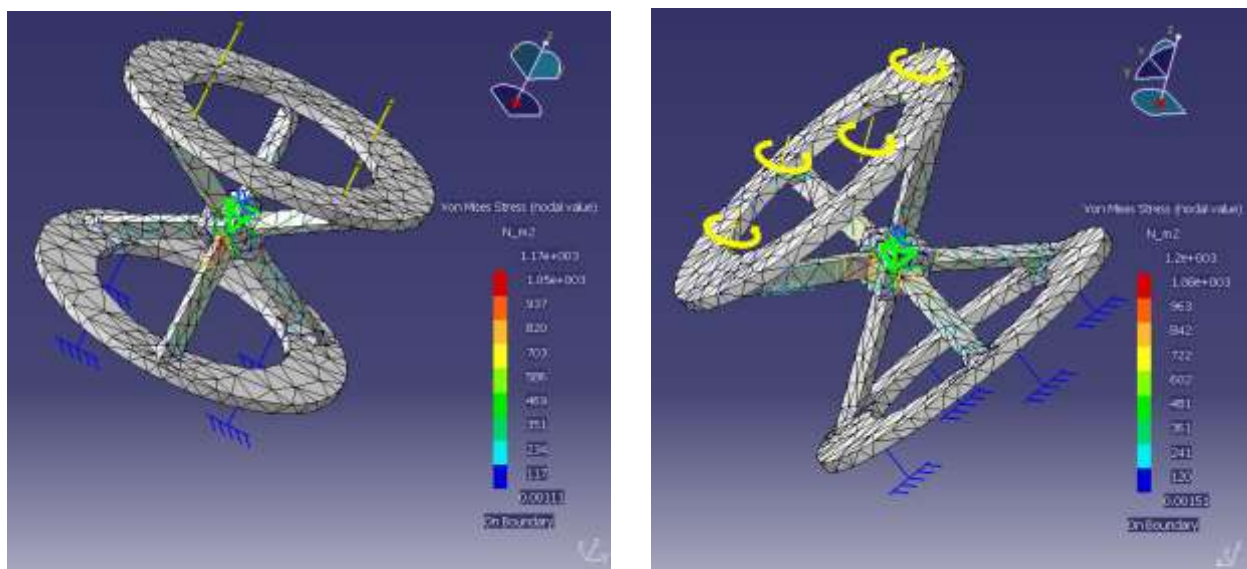
Celula de încărcare are în componența sa trei elemente elastice (figura 10.2), care sunt asamblate la un unghi de 120° una de cealaltă și sunt fixate la exterior prin intermediul a două flanșe, așa cum se vede în figura 10.3, [STR/27 15].

Pentru a evidenția starea de deformare a elementelor elastice care fac parte din celulele de încărcare, elementele elastice sunt legate între ele după direcția axelor de OX, OY, OZ, și sunt fixate la exterior prin intermediul a două flanșe asupra cărora acționează sarcina mecanică. Pentru determinarea forțelor și momentelor, în raport cu cele trei axe, se folosește metoda elementelor finite. Sensorii sunt lipiți pe structurile elastice din acele regiuni în care apar tensiunile și deformațiile maxime.

Forțe și momente pe cele trei axe

În figurile următoare se prezintă stările de tensiuni și deformații pe cele trei axe ale sensorului 3D, punând astfel în evidență zonele unde acestea sunt maxime pentru fiecare forță și moment de pe axele respective [MOG 14].

Fig. 10.4 Tensiunile și deformațiile pe axa OX pentru F_x și M_x

Fig. 10.5 Tensiunime și deformațiile pe axa OY pentru F_y și M_y Fig. 10.6 Tensiunime și deformațiile pe axa OZ pentru F_z și M_z

Interfațarea sistemului senzorial 3D

Sistemul senzorial este prevăzut cu șase punți Wheatstone de tip rezistiv câte una pentru fiecare forță sau moment de pe cele trei axe. Fiecare mărime fizică studiată este prevăzută cu o schemă de interfațare (v. fig. 9.3).

În figura 10.7 se prezintă schema de interfațare a sistemului senzorial 3D pentru determinarea forțelor și momentelor, câte un canal pentru fiecare mărime de măsurat.

Prin forma structurii elastice și dispunerea pe cele trei axe, precum și structura podurilor de măsurare, influența celorlalte componente ale tensorului forță și cuplul poate fi dezactivată. Analiza cu elemente finite realizată pe structura suport prezintă starea tensiunilor și a deformațiilor ca urmare a încărcării, permițând determinarea zonei de implementare a senzorilor electro-tensometrici rezistivi.

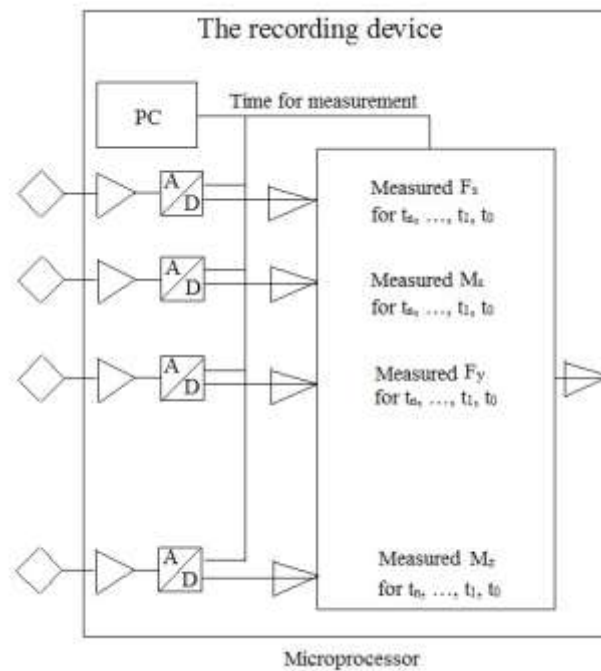


Fig. 10.7 Schema de interfațare a sistemului senzorial 3D

11. Senzor de alunecare

După modelul uman, prinderea unui obiect este condiționată de calitatea prehensiunii și nu de determinarea efortului de strângere. Pe de altă parte o piesă fragilă, căreia îi este aplicat un efort de strângere minim, riscă să alunece, în cazul unei mișcări accelerate. O bună estimare a prehensiunii, constă în verificarea mobilității relative a obiectului într-un prehensur. Tehnicile folosite sunt fie originale, fie derivate din senzorii tactili, descriși anterior. Pentru o bună prindere a obiectelor se impun factori de calitate a prehensiunii, și anume: natura materialului obiectului ce umează să fie manipulat; viteza de deplasare din cuplele cinematice; greutatea obiectului prehensat; viteza de răspuns și eficiența sistemelor de frânare cu care sunt dotate sistemele de comandă; timpul de detectare a alunecării din momentul prehensiunii.

Cei mai cunoscuți senzori de alunecare sunt detectoarele cu role sau sfere. Senzorul de alunecare cu role sau sfere constă în realizarea unui contact liniar sau punctiform cu obiectul sesizat în prehensur. Mobilitate obiectului va induce o mișcare de rotație sau rulare, a rolei sau sferei fără alunecare. Amplitudinea mișcării definește proporția de alunecare. Punerea în evidență a mișcării de rotație se face conform mai multor principii.

Senzor de alunecare cu role și detecție tensometrică

Senzor de alunecare cu role și detecție tensometrică este prezentat în figura 11.1. Senzorul are în construcția sa următoarele elemente: 1- role, 2 - axul de fixare al rozelor prevăzut la extremitate cu o furcă de antrenare, 3 - lamelă elastică fixată în suportul prehensurului, 4 - suport rigid, 5- obiectul prehensat, $TER_1 \dots TER_4$ traductoare electrotensometrice rezistive.

Când obiectul prehensat alunecă, are loc mișcarea de rotație a rozelor cilindrice 1, care determină rotația arborilor 2. Potrivit schemei cinematice furcele terminale deformează elementul elastic 3, al senzorului de forță, care este fixat în suportul 4. Senzorul de forță are ca element suport lamela elastică pe care sunt lipite cele patru traductoare electoresistive $TER_1 \dots TER_4$.

Cele patru traductoare sunt conectate în puntea Wheatstone. În stare de repaus puntea este echilibrată, tensiunea de ieșire arând valoarea zero. Când are loc alunecarea puntea Wheatstone se dezechilibrează ceea ce generează la ieșirea punții o tensiune proporțională cu gradul de alunecare. În schema de comandă și control al elementelor de execuție ieșirea senzorului

generază controlul gradului de alunecare, iar mărimea de comandă generată de controller acționează asupra elementelor de execuție ale prehensorului, [STR/12 00].

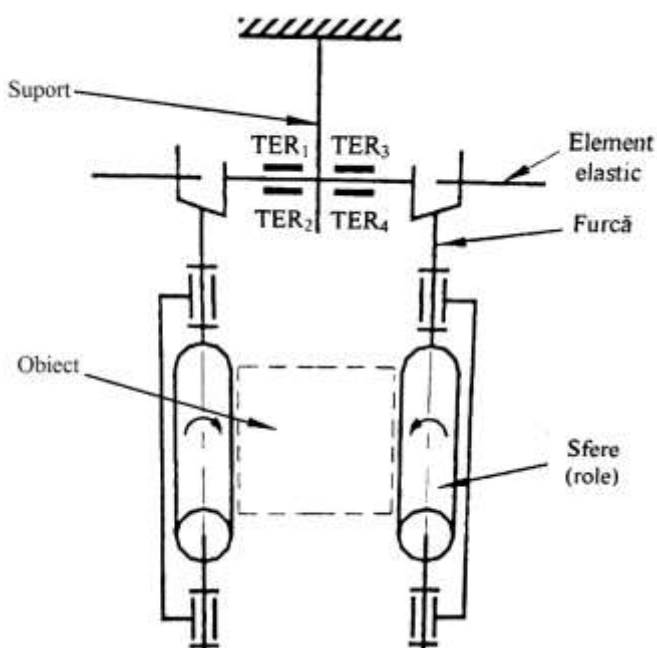


Fig. 11.1 Senzor de alunecare cu role

Senzor de alunecare cu sfere și detecție tensometrică

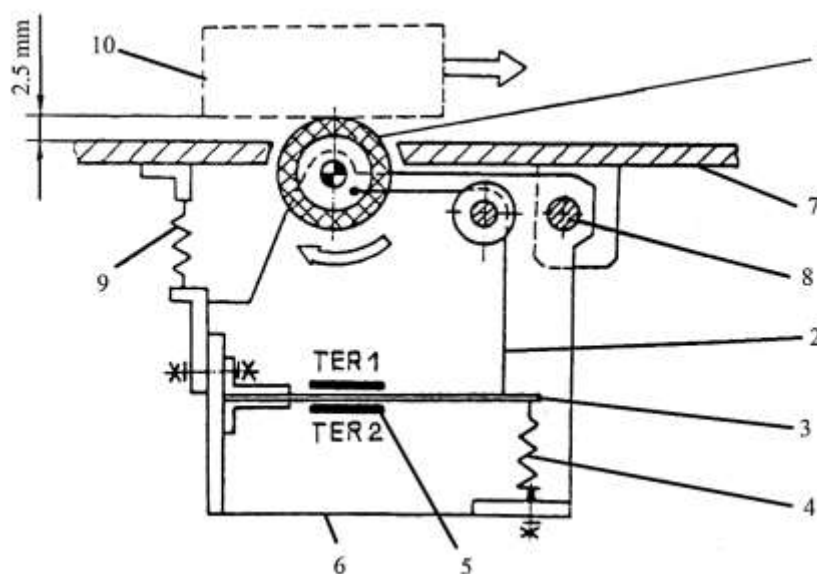


Fig. 11.1 Senzor de forță și alunecare cu role

Senzorul de alunecare cu sfere și detecție tensometrică permite determinarea alunecării obiectului prehnat pe două direcții ce îi confera senzorului aplicabilitate în domeniul studiat. Mișcarea relativă are loc între obiect și prehensor datorită forței de gravitație, a inerției datorat șocurilor de orice natură: de pornire, de frânare, de accelerație. Această alunecare poate avea loc pe cele două direcții de prindere ale prehensorului. Senzorul prin construcția sa permite și detectarea forței de prehnat.

Senzorul prezentat în figura 11.1 are în componența sa următoarele elemente componente:

1 - rolă de antrenare din cauciuc, fixată într-o cuplă sferică; 2 - fir inextensibil ce transmite forța care rezultă din mișcarea rolei, către lamela elastică; 3 – lamelă elastică pe care se aplică traductoarele electrotensiometrice rezistive TER – 5; 4 – arc elicoidal de tracțiune cu rolul de menținere în echilibru a punții Wheatstone după încetarea alunecării rolei; 6 - placă suport mobilă, 7 – suport senzor, 8 – cuplă cilindrică; 9 – arc elicoidal de tracțiune care ține în contact rola cu obiectul prezensat, 10 – obiectul prezensat.

În timpul prehensiunii are loc dezechilibrul punții de măsură, care dă informații despre forța de prehensiune. Mișcarea relativă dintre obiect și prehensor pune în evidență gradul de alunecare, care reprezintă calitatea prehensiunii. Cele două mărimi măsurabile sunt puse în evidență de valoarea dezechilibrului punții tensometrice în urma calibrării și echilibrării, ca fază primară în procesul de măsurare a celor două componente, forța de prehensiune și alunecarea.

B - 2 PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

În ceea ce privește **planul de dezvoltare a carierei mele științifice și didactice** obiectivul meu este de a continua să îmi desfășor activitatea pe cele două domenii ingineresti: inginerie electrică și inginerie mecanică. Dezvoltarea carierei are la bază capacitatea de a desfășura activități de cercetare în cele două direcții precizate. Am absolvit Facultatea de Mecanică, Universitatea din Brașov, secția Mașini și Aparate Electrice în anul 1979 și Facultatea Tehnologia Construcțiilor de Mașini a aceleiași universități în anul 1990. Îmi desfășor activitatea de cercetare din anul 1975 în Universitatea Transilvania din Brașov Catedra Mecanisme și Organe de Mașini, ulterior Organe de Mașini Mecanisme și Robotică, iar din 1992 cadru didactic la aceeași catedra sub o nouă denumirea Catedra Design de Produs și Robotică, actualmente Departamentul Design de Produs Mecatronică și Mediu. În activitatea desfășurată timp de 40 de ani în același loc de muncă, am făcut parte din colective de cercetare și am participat la elaborarea și soluționarea contractelor de cercetare pe care catedra prin colectivele de cercetare a colaborat cu diferite instituții de învățământ și cercetare precum și întreprinderi din țară. Am participat la elaborarea primului ”Îndrumar de lucrări de laborator Organe de mașini” editat în 1980, lucrare revizuită și completată în 1992, în care am scris capitolul ”Determinarea mărimilor mecanice pe cale electrică” și am participat la un număr mare de lucrări, elaborând schemele și metodele de determinare ale diversilor parametri mecanici. Am participat la înființarea ”Laborator de Studii și Încercări Dinamice” și am coordonat activitatea laboratorului în intervalul 1986 – 1992.

Activitatea didactică

În anul 1994 am înființat Laboratorul de Senzori și Traductoare pentru Roboți Industriali elaborând lucrările aferente disciplinei în concordanță cu planul de învățământ și fișa disciplinei. În anul 2006 am înființat Laboratorul Acționarea, Comanda și Controlul Sistemelor Mecanice.

Dotarea laboratorului didactic **Acționarea Comanda și Controlul Sistemelor Mecanice** pentru ciclul de licență, prin programul de finanțare al Ministerului Educației și Cercetării, Departamentul Design de Produs Mecatronică și Mediu, sala GP₀.

- Echipamente (denumire, caracteristici, an de fabricație)

Lista echipamente

1. Module didactice: (Langlois Franța, an fabricație 2006)

Nr. Crt.	Denumire	Caracteristici tehnice	Buc.
1	Senzori si Actuatore	Include:	1

		Senzori optici de trecere binari; Senzori pentru detecție cu efect HALL; Senzor inductiv de proximitate; Solenoid;	
2	Motor pas cu pas	Include: Motor pas cu pas; Circuit logic specializat de comandă. În lucrare se studiază principiul motorului pas cu pas și diferitele modalități de funcționare.	1
3	Controlul în viteză	Lucrare pentru studiul controlului în viteză în circuit închis. Dinam tahometric; Codor de impuls optic; Motor de curent continuu care comandă un al doilea motor.	1

4	Controlul în poziție	Proiectat pentru studiul simplificat al controlului în poziție în circuit închis. Motor de curent continuu; Potențiomtru manual	1
5	Senzor incremental și absolut	Include un senzor absolut și unul incremental	1
6	Senzori de temperatură	Include patru senzori de temperatură, dintre care trei de tip analogic	1

2. *Aparate de măsură și control: (Langlois Franța, an fabricație 2006)*

Nr. Crt.	Denumire	Caracteristici tehnice	Buc
1.	Osciloscop cu memorie și Sondă atenuatoare semnal	DSO-FFT 250MHz, 25GS/s – RS232, CENTRONICS, USB + Software Frecvența de bandă 150 MHz digital timp real Impedanța MΩ, Capacitate pF	1
2.	Aparat de măsură digital, Multimetru	Unitatea de măsură Valori • VDC-VAC 500mV - 1000V • IDC-IAC 500μA – 20A • OHM 500Ω – 20MΩ • FARAD 5nF - μF • dB -97 +63dB • Hertz 10Hz – 200KHz	1

3. *Servo-sisteme educaționale modulare: (Feedback Anglia, an fabricație 2006)*

Nr. Crt.	Denumire	Caracteristici tehnice	Buc
----------	----------	------------------------	-----

1.	Servo-sistem educațional modular	Motor de curent continuu; Convertor; Amplificator operațional; Atenuator; Servo amplificator; Potențiomtru intrare/iesire; Unitate de eșantionare; Unitate PID; Sursă de tensiune.	1
2.	Servo-sistem modular de lucru	Preamplificator; Servo amplificator, Motor de curent continuu Potențiometre; Frână; Senzor incremental; Sursă de alimentare.	1

3.	Servo-modul educațional analog și digital	Unitate mecanică; Unitate analogicală; Unitate digitală; Software.	1
4.	Microprocesor cu aplicație	Microprocesor 8086 pe 16 biti, Machetă pentru aplicații	1

4. Kit senzori (Feedback Anglia, an fabricație 2006)

Nr. Crt.	Denumire	Caracteristici tehnice și funcționale	Buc
	Transducers Kit TK2942-001 Complet pentru traductoare Tip Feedback TK2942-001	Comprises: Measurement Package, Electro Mechanical / Heat / Light Transducers Kit, DC Power Supply, Leads, Accessories and Manuals Compus din instrumente și aparate necesare efectuării experimentelor și demonstrațiilor cu traductoare electro-mecanice, de căldură și lumină. Include surse de alimentare în curent continuu, accesorii și manuale de utilizare. Modulele pot fi utilizate separate, ca stații de lucru cu traductoare într-un laborator educațional	1
1.	Module de instrumentație	<ul style="list-style-type: none"> • Punte Wheatstone cu potențiomtru de referire și selecție pe brațe; • Amplificator operațional cu selecție și intrare diferențială; 	1 1
2.	Oscilator	<ul style="list-style-type: none"> • Frecvența nominală 465 KHz 	1
3.	Demodulator de frecvență	<ul style="list-style-type: none"> • FM frecvență de lucru și compensarea detecției fazei senzitive 	1
4.	Instalație experimentală		1
5.	Traductoare electro-	<ul style="list-style-type: none"> • Rezistor variabil; • Condensator variabil de suprafață; 	1

	mecanice	<ul style="list-style-type: none"> • Condensator variabil de distanță; • Traductor inductiv; • Traductor diferențial variabil; • Traductor tensometric; 	
6.	Traductoare de temperatură	<ul style="list-style-type: none"> • Termocuplu; • Termistor; • Rezistență de platină; • Întrerupător bi-metalic; • Releu termic; 	1
7.	Traductoare de lumină	<ul style="list-style-type: none"> • Foto-tranzistor; • Foto-diodă; • Foto-rezistență; • Fibre optice; 	1

5. Servo-actuator, servo controler (Festo Germania, an fabricație 2007)

Nr. Crt.	Denumire	Caracteristici tehnice și funcționale	Buc
1	Set echipament servo-actuator servo-controler asamblabil	<ul style="list-style-type: none"> • Ansamblu axă de translație; • Servo-actuator cu motor cc, și cu motor pp; • Servo-controler analog și numeric; • Cabluri; • Cutie de comandă; • Suport de fixare; • Software instalare. 	2

Activitatea Didactică

În activitatea didactică desfășurată din 1992 și până în prezent, am fost titular la următoarele discipline:

- Organe de mașini (activități de laborator și proiect specializarea Automobile Rutiere);
- Senzori și traductoare pentru roboți industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Încercarea și testarea roboților industriali (specializarea Roboți Industriali);
- Interfațarea sistemelor senzoriale (specializarea Studii aprofundate Robotică);
- Acționarea, comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Design Industrial);
- Acționarea comanda și controlul sistemelor mecanice (specializarea Industrial Design, Ingineria Designului de Produs în engleză);
- Încercarea și testarea produselor (specializarea Design Industrial);
- Sisteme de măsură, comandă și control (specializarea Ingineria Surselor de Energii Regenerabile);
- Comandă și control (automatizarea proceselor tehnologice) (specializarea Ingineria și Protecția Mediului în Industrie; specializarea Ingineria Valorificării Deșeurilor);
- Ingineria Controlului Sistemelor / Control Engineering (master, specializarea Design Industrial)

Activitatea didactică a fost axată pe perfecționarea și dezvoltarea următoarelor componente:

- Cursuri, actualizare și introducerea de capitole sau subcapitole noi în concordanță cu dezvoltarea și noile progrese în domeniul abordat;

- Finalizarea și editarea în cadrul Editurii Universității Transilvania Brașov a monografiei ”Acționarea, Comanda și Controlul Sistemelor Mecatronice”
- Laboratoare, elaborarea de noi lucrări de laborator;
- Proiecte semestriale, propunerea de teme noi;
- Teme de proiecte de diplomă, propunere de teme cu aplicabilitate în economie și specifice activităților din specializare efectuată pe parcursul anilor de studiu;
- Îndrumarea și întocmirea documentației pentru brevetul de invenție cu denumirea ”Microhidrocentrală plutitoare cu flotoare”, rezultat al activității desfășurate în cadrul proiectului de diplomă, specializarea Ingineria Surselor de Energie Regenerabile;
- Obținerea de diplome la manifestări științifice studențești;
- Dotarea laboratoarelor cu module de instruire noi.

Un obiectiv important îl reprezintă promovarea specializărilor în rândul firmelor și elaborarea de proiecte de diplomă cu teme propuse de firmele care își desfășoară activitate în Regiunea 7 Centru. Participarea la dezvoltarea bazei materiale didactice a Departamentului Design de Produs Mecronică și Mediu cu standuri și machete funcționale utile specializărilor coordonate. Modernizarea standului de încercări dinamice pentru diverse aplicații specifice determinărilor experimentale a produselor.

Proiecte internaționale educaționale:

- **Specializare robotică**, oct. 1994 - feb 1995, Institutul Național de Științe și Tehnici Nucleare, Saclay, Laboratorul de Robotică, Paris;
- **Specializare formare continuă**, 16 oct. – 29 oct. 2000, Academia din Strasbourg, Departamentul de formare continuă a cadrelor didactice din învățământ, DOFCO, CAFCO Strasbourg;
- **Specializarea în domeniul Îmbunătățirea competențelor în reciclarea deșeurilor și dezvoltarea durabilă**. Leonardo da Vinci Proiect No. RO-1005- 95102-Ex, Euro-Expert-Consult Stuttgart, Germania 11.06.2006 – 24.06.2006.

ACTIVITATEA DE CERCETARE

Din anul 1999 activitatea științifică desfășurată după susținerea tezei de doctorat s-a înscris în domeniile Organe de mașini, Transmisii mecanice, Tribologie, Încercarea și testarea produselor, Robotică, Acționarea comanda și controlul sistemelor mecanice. Această activitate poate fi sistematizată după cum urmează.

- **Cărți 4** (din care unic autor – 2, prim autor – 2)
 - **Stroe, I.**, Samoilă, C., Ursuțiu, D., Jinga V., Physics of Sensors. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2015. ISBN 978-606-19-0610-9.
 - **Stroe, I.** Încercarea și testarea produselor. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2007. ISBN 973-973-598-1297.
 - **Stroe, I.**, Eftimie, E. Cuplaje elastice și de siguranță. Editura Ecran Magazin, Brașov, 2001. ISBN 973-8281-00-8.
 - **Stroe, I.** Senzori pentru robotică. Editura Universității “Transilvania” din Brașov, 2000 ISBN 973 - 9474 - 66 - 7.
- **Cărți 3** (coautor, scris capitolul Cuplaje elastice și de siguranță - unic autor)
 - Jula, A., Mogan, Gh., Dudita, Fl., Diaconescu, D., Chișu, E., Moldovean, Gh., **Stroe, I.**, Eftimie, E., Lateș, M., Budală, A., Cristescu, R., Radu, M. Cuplaje mecanice cu contacte mobile. . Editura LUX LIBRIS, Brașov. 2003. ISBN 973-635-097-7.

- Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., **Stroe, I.**, Lateș, M. Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile. Editura LUX LIBRIS, Brașov. 1999. ISBN 973 – 9428 – 19 – 0.
- Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., **Stroe, I.** Cuplaje mecanice intermitente. Editura LUX LIBRIS, Brașov, 1998. ISBN 973 – 9240 – 58 – 5.
- **Articole în reviste**
 - **Stroe, I.** Elastic and Safety Clutch with Rubber Clogs. Editors Fernando Viadero, Marco Ceccarelli, New Trends Mechanism and Machine Scien, Springer, 2013, p. 797 - 807 ISSN 2211-0984, ISBN 978-94-007-4901-6 DOI 10. 1007/978-94-007-4902-3
 - **Stroe, I.** Elastic and Safety Clutches with Metallic Roles and Elastic Rubber Element. Editors Doina Pisla, Marco Ceccarelli, Mamfred Hust, Burkhard Corves. New Trends Mechanism Science. Analysis and Design, Springer, 2010, p. 285 - 294 . ISBN 978-90-481-9688-3 . e-ISBN 978-90-481-9689-0, DOI 10. 1007/978-90-481-9689-0.
 - **Stroe, I.** Simple Mechanical Clutch with Multiple Functions. Proc. of the 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines – SYROM 2009 (International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science), Brașov, 2009, p. 433-444, Springer, ISBN: 978-90-481-3521-9, e-ISBN: 978-90-481-3522-0, DOI 10.1007/978-481-3522-6.-2.
 - **Stroe, I.** The elastic and safety clutches with radially disposed elastic lamellas. Editor Marco Ceccarelli Proceedings of EUCOMES 08, The Second European Conference on Mechanism Science, Cassino, Italia, sept. 17-20, 2008, p 33 – 138. Springer 2009. ISBN: 978-1-4020-8914-5, e- ISBN: 978-1-4020-8914-5, DOI 10.1007/978-4020-8915-2 .
- **Articole în reviste cotate BDI**
 - **Stroe, I.** Study of the Elastic and Safety Clutch with Equiangular Cam and Cam Follower JurnalBDI: Global Journal for Reserch Analysis, 2015, Vol.4, issue 10, octomber 2015, p 177-181. ISSN No. 2277-8160.
 - **Stroe, I.** Influence of the Position Deviations on the Characteristic of Elastic and Safety Clutch JurnalBDI: PARIPEX – Indian Journal of Research, vol. 4, issue: 11, november, 2015, p.183-186. ISSN 2250-1991.
 - **Stroe, I.** The Influence of the Geometric and Control Parameters on the Characteristic of the Elastic and Safety Clutch JurnalBDI: IJSR – International Journal of Scientific Research, vol. 4, issue 12, december 2015, p. 169-171 ISSN 2277-8179.
 - **Stroe, I.** Loading Cell for the Measurement of Forces and Torques in the Prehensile Joint of Industrial Robots JurnalBDI: PARIPEX – Indian Journal of Research, Vol. 4, Issue 12, december 2015, p. 205-207. ISSN 2250-1991.
 - **Stroe, I.** The Dynamic Testing of the Elastic and Safety Clutches With Degenerated Followers in Equiangularly Disposed Lamellar Springs JurnalBDI: Indian Journal of Applied Research, Vol. 5, Issue 12, december 2015, p. 551-553. ISSN 2249-555x.
 - **Stroe, I.** A Tactile Sensors System JurnalBDI: PARIPEX – Indian Journal of Research, 01 january 2016, p. 120-122. ISSN 2250-1991.
 - **Stroe, I.** Elastic and Safety Clutch With Axially JurnalBDI:IJSR - International Journal of Scientific Research, Vol.3, Issue 12, december 2014, p 121 -122, ISSN No 2277-8179.

- **Stroe, I.** Elastic and Safety Clutch. Machine Design, Novi Sad, 2010, pp.165-169, ISSN 181 – 1259.
 - **Stroe, I.** Advanced Manufacturing Engineering, Quality and Production System, WSAS 2010, pp. 173-177. ISSN 1792-4693, ISBN 978-960-474-220-2.
 - **Stroe, I.** The elastic and safety clutches with degenerated followers in equiangularly disposed lamellar bows. International conference on the theory of machines and mechanisms, , Liberec, Czech Republic, sep 02-04, 2008, Proceedings pages: 581-584 published: 2008, ISBN: 978-80-7372-370-5.
 - **Stroe, I.** The elastic and safety clutches with radially disposed lamellar. International conference on the theory of machines and mechanisms, , Liberec, Czech Republic, sep 02-04, 2008, proceedings pages: 585-588 published: 2008, ISBN: 978-80-7372-370-5.
- **Articole publicate în volumele unor manifestări științifice internaționale**
 - Controller for Servo Drive. Proceedings of the RAAD 2009 18th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region –RAAD 2009, May 25-27, 2009, Brasov, Romania, pp. 126. ISBN 978-606-521-315-9. Sub patronajul IFToMM.
 - **Stroe, I.** Design Procedure of Elastic and Safety Clutches using Cam Mechanisms In Proceeding on CD-ROM of Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science June 17- 21, 2007 Besancon – France.
 - **Stroe, I.** Theoretical researches concerning the dynamic modeling of the elastic and safety clutches. In Proceedings on CD-ROM 7th International Conference ”Research and Development in Mechanical Industry RaDMI, 2007 16-20 September 2007 Belgrade, Serbia ISBN 86-83803-21-X
 - **Stroe, I.** Determinări experimentale asupra caracteristicii elastice a cuplajelor elastice si de siguranță. In Buletinul Universității Tehnice a Moldovei, Tehnologii Moderne, Calitate, Restructurare. Vol. 2, UTM 2007, mai 2007, Chișinău, pp 283- 286. ISBN 978-9975-45-034-8, ISBN 978-9975-45-035-2 (vol. 2).
 - **Stroe, I.,** Gödri, A. SIX-FOOT STEPPING ROBOT. In Proceedings, The second edition of the International Conference OPTIROB 2007, Held under the tutelage of the Romanian Academy of Sciences, Predeal, Romania: May 25-27th, 2007, pp 117-121. ISBN 978-973-648-656-2
 - **Stroe, I.** The determination of the torque moment for an elastic and safety clutch with degenerated followers. In Proceedings on CD-ROM 6th International Conference ”Research and Development in Mechanical Industry RaDMI, 2006 13-17 September 2006 Budva, Montenegro. ISBN 86-83803-21-X
 - **Stroe , I.,** Gall, R., Neagoe. M. Experimental module and Matlab Application for recognizing small objects in robotized cells. In Proceedings 3rd International Conference on Robotics of the Polytechnic Institute of Jassy, 07 – 09 septembrie 2006, Iași, România, Tomul LII (LVI) Fascicula 7B, p. 1 – 6. ISSN 1011 – 2855.
 - **Stroe, I.** Determinarea analitică a momentului de torsiune si stabilirea caracteristicii elastice pentru un cuplaj elastic si de siguranta cu tacheți degenerați. În Buletinul ”PRASIC 2006” Simpozionului Național cu participare internațională, 9-10 noiembrie, 2006, Brașov, România. ISBN. (10)973-635-825-9; (13)978-973-635-825-8
 - **Stroe, I.,** Tucaliuc, C. 3D Sensorial System Moment and Force Determination. In Proceedings 3rd International Conference on Robotics of the Polytechnic Institute of Jassy, 07 – 09 septembrie 2006, Iași, România, Tomul LII (LVI) Fascicula 7B, p. 221 – 224. ISSN 1011 – 2855
 - **Stroe, I.** The determination of the torque moment for an elastic and safety clutch with degenerated followers. In Proceedings on CD-ROM 6th International Conference

- ”Research and Development in Mechanical Industry RaDMI, 2006 13-17 September 2006 Budva, Montenegro. ISBN 86-83803-21-X
- **Stroe, I.** The dynamic behaviour in representative functioning regime of the new clutch. In Buletinul Conferinței Științifice Internaționale TMCR 2005, Chișinău, 19 mai – 21 mai 2005, Moldova, p. 438 – 441. ISBN 9975-9875-3-2, ISBN 9975-9875-6-7 (vol. 3)
 - **Stroe, I., Stefan, I., Stroe, D.I.** Sensorial system for pressing strength control at stepping mobile robots. In Bulletin: 14th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region, RAAD05, Bucharest, Romania, 26-28 may, 2005, p. 215-218. ISBN 973 – 718 –241 - 3
 - **Stroe, I.** Simple mechanical clutch with multiple functions. In Bulletin: 9th IFToMM international symposium on theory of machines and mechanisms Bucharest, Romania, september 1 – 4, 2005, SYROM 2005, p. 189-194. ISBN 973-718-289-8, ISBN 973-718-290-1
 - **Stroe, I., Butila, E., Stroe, D. I.** The Sensorial System for the gripping strength and the slipping determination in griper form. Poceeding of the 2nd International Conferance on Robotics, Robotica – 2004, Timișoara / Reșița 14 – 16 October 2004, România, p. 175 – 179. ISBN 973- 97258-3-X
 - Alexandru, P., Antonya, C., Alexandru, C., **STROE, I.** Experimental testing for finishing off a car’s seat. In The 9th International Conference of Mechanisms and Mechanical Transmissions MTM 2004, Cluj-Napoca, Romania 2004, p. 763 – 768. ISSN 1221 – 5872
 - **Stroe, I.** Elastic and safety clutch with followers wiry – the establish of the torsion moment and of the elastic characteristic. Bulletin 3rd International Conference “Research and Development in Mechanical Industry” RaDMI 2003, 19 – 23, September 2003, Herceg Nivi, Serbia and Montenegro, p. 227 – 233. ISBN 978-9975-45-034-8
 - **Stroe, I.** Studiul influenței elementelor componente ale cuplajelor elastice și de siguranță asupra momentului de torsiune și a caracteristicii elastice. În buletinul celui de al VII-lea Simpozion Național cu participare internațională PRASIC ’98, Brașov, 7-8 noiembrie 2002, vol. II, p. 195-198. ISBN 973 – 635 –075 – 4.
 - **Stroe, I.** Încercarea și testarea cuplajelor elastice și de siguranță. În buletinul celui de al VII-lea Simpozion Național cu participare internațională PRASIC ’98, Brașov, 7-8 noiembrie 2002, vol. II, p. 199-202. ISBN 973 – 635 –075 – 4.
 - Starețu, I., Daj, I., **Stroe, I.** Structural, kinematic and static optimum design of the tentacular gripping mechanisms. În The eigth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms. Bucharest – Romania, August 28 – September 1, 2001, Vol. I, pp. 301 – 307. ISBN 9975-9875-3-2
 - **Stroe, I., Jula, A., Vântu, M.** Stand for the dynamic testing of the elastic and safety clutches – part I – construction of the clutch with flat translation followers, MicroCAD’ 2000 International Computer Science Conference, Miskolc, Ungaria, February 23-24, 2000, p.95-98, ISBN 963 – 661 – 413 X, ISBN 963 – 661 – 424 – 5.
 - **Stroe, I.** Stand for the dynamic testing of the elastic and safety clutches – part II – Theoretical and experimental characteristic, MicroCAD’ 2000 International Computer Science Conference, Miskolc, Ungaria, February 23-24, p. 99-102, 2000. ISBN 963 – 661 – 413 X, ISBN 963 – 661 – 424 – 5.
 - **Stroe, I.** Theoretical and experimental research concerning the dynamic testing of the elastic and safety clutches. Buletinul "VIII. International Conference of the Theory of

Machines and Mechanisms", Liberec, Republica Cehă, 5-7 septembrie 2000, p. 711-717. ISBN 80 – 7083 – 418 – 8.

- Jula, A., **Stroe, I.**, EFTIMIE, E. Theoretical researches concerning the dynamic modelling of the elastic and safety clutches. Buletinul "VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms", Liberec, Republica Cehă, 5-7 septembrie 2000, p. 267-272. ISBN 80 – 7083 - 418 – 8.

- **Brevete de invenție**

- Rădulescu, C. D., Iulian, L., Achiriloaie, I., **Stroe, I.**, Mogan Gh., Radu, A. Sistem de sesizare a realizării prehensiunii. Certificat de inventator nr. 91061, 1988.
- **Stroe, I.**, Jula, A., Chișu, E. Cuplaj elastic și de siguranță. Brevet de invenție nr. 110856 B1/1996.

- **Proiecte de cercetare-dezvoltare pe bază de contract/grant**

Proiecte internaționale

- Contract No. 9395 / 13.07.2009. Evaluation of steel quality (chemical composition, microstructure-inclusions), accuracy of processing according to ISO 1132/DIN 620, rollers, raceways and ribs profiles and roughness, rollers and rings hardness (surface and core), surface cracks, inspection of the bearings manufactured by RKB Holding
Contract Manager: Ioan STROE Partener: RKB EUROPE Holding Elvetia, Autori: Visa, I., Eftimie, E., Luciana, C., Olteanu, C. Baritz, M., Barbu, B., Machidon-Pisu, T., Totu, I., Tarnoschi-Muscalu, M., Francu, Fl.
- Proiect Pilot Leonardo da Vinci Denumirea: Exchange Of Competencies on Renewable Energy Sources And Environment Management ECORES& EM 12445.71429 47293.71429, 2005. Manager: VISA Ion. Coautor **Stroe Ioan...**

Proiecte naționale în calitate de membru

- PARTENERIATE PC 21-003/2007, Visa I., Creșterea eficienței conversiei energiei solare în platforme fotovoltaice orientabile 434247 2007-2010.
- A 1321/2004, Alexandru, C., Cercetarea, proiectarea și testarea mecanismelor stergătorului de parbriz pe baza tehnologiilor moderne (modelare digitală, prototipare virtuală) 39500 2004-2006.
- Cod CNCSIS 401 Tema 6 / 2006. Eftimie E., Modelarea matematică și simularea funcțională a cuplajelor de siguranță.
- Cod CNCSIWS 1321. Alexandru, C., Cercetarea, proiectarea și testarea mecanismelor stergătorului de parbriz pe baza tehnologiilor moderne (modelare digitală, prototipare virtuală).
- Cod CNCSIS 956-2/05. Alexandru, P., Analiza-optimizarea cinematico-dinamică a mecanismelor complexe, cu aplicabilitate la direcția și suspensia auto CNCSIS
- CNCSIS A A 400 /2006 Duță A., Cercetări privind creșterea eficienței conversiei energiei solare în celule fotovoltaice în stare solidă 273000 2006-2008
- CEEX M1 277/2006, Duță A. Materiale multifuncționale pentru conversia eficientă a energiei solare în energie termică 528000 2006-2008
- Platforma CNCSIS 79 (2006-2007), Vișa I. – Design de produs pentru dezvoltare durabilă.
- CNCSIS CNCSIS A A 446/2006. Alexandru P. Cercetarea teoretică, practică și experimentală a unor sisteme mecanice de modelare a prehensiunii și a pasirii - caracteristici membrilor umani 112500 2006-2008

- CNCSIS A A 956/2003. Alexandru P. Analiza - optimizarea cinematico dinamica a mecanismelor complexe (bare articulate, roti dintate, elemente elastice), cu aplicabilitate la suspensia si directia autoturismelor 41250 2003-2005
- Contract nr. 4133/2001. Tema 7. COD CNCSIS 404. Moldovean Gh. Proiectarea asistată a angrenajelor cilindrice din transmisiile automobilelor și tractoarelor. Beneficiar: Consiliul Național al Cercetării Științifice Universitare.
- Contract nr. 4133/2001. Tema 16. COD CNCSIS 89. Chișu E. Proiectarea asistată a angrenajelor cilindrice din transmisiile automobilelor și tractoarelor. Consiliul Național al Cercetării Științifice Universitare.
- Contract nr. 3993/2000. Tema 18. COD CNCSIS 742. Moldovean Gh. Program pentru stabilirea regimului de calcul al angrenajelor din transmisia automobilelor și tractoarelor. Consiliul Național al Cercetării Științifice Universitare.

Membru în cadrul unor comitete științifice

- Membru în comitetul științific și de organizare al Simpozionului național Prasic'06, Brașov, 9 – 10 Noiembrie, 2006.
- Membru în comitetul de organizare ROBOTICS'08, 13 – 14 November, 2008, Brașov.

Afilieri la organizațiile profesionale

- 1990 – în prezent – membru al Asociației Române pentru Teoria Mecanismelor și Mașinilor.
- 1990 – în prezent – membru al Asociației Române de Robotică.
- 1996 – în prezent – membru al Asociației Generale a Inginerilor din România.
- 2001 – membru fondator al Asociației Inginerilor în domeniul Transmisiilor Mecanice.

Propuneri pentru dezvoltarea activității de cercetare

Activitățile de cercetare desfășurate în Departamentul Design de Produs Mecatronică și Mediu, Laboratorul de Mecatronică și sisteme senzoriale, vor continua problematica abordată până în prezent. Îndrumarea de proiecte de licență și master: În acest sens îmi propun dezvoltarea următoarelor direcții de cercetare: .

- *În domeniul roboților*
 - dezvoltarea de noi senzori de proximitate, de forță, de alunecare;
- *În domeniul sistemelor de comandă control a transmisiilor mecanice*
 - studiul transmisiilor mecanice utilizând elemente de execuție de tip electric: mcc, mpp
- *În domeniul cuplajelor mecanice*
 - proiectarea și realizarea unor noi soluții constructive de cuplaje elastice și de siguranță;
 - modernizarea și dotarea standului pentru încercări dinamice cu sistem de acționare, sisteme senzoriale și softuri performante.

Pentru creșterea relevanței și impactul lucrărilor științifice îmi propun publicarea de lucrări științifice în reviste (din Web of Science) cu scor de influență ridicat și publicarea de cărți / capitole în cărți cu vizibilitate internațională. Desfășurarea de activități de brevetare atât în plan național cât și internațional va constitui de asemenea o prioritate.

Atragerea de fonduri pentru cercetare. În acest sens vor fi propuse proiecte de cercetare cu teme de actualitate axate pe domenii specifice departamentului.

Continuarea modernizării laboratorului de Mecatronică și sisteme senzoriale.

Colaborare

Colaborarea cu Institutului de Cercetare-Dezvoltare-Inovare: Produse High-Tech pentru Dezvoltare Durabila, al Universității Transilvania Brașov, ca entitate de cercetare de excelență, menită să asigure, prin activități și rezultate, creșterea competitivității economice la nivelul Regiunii 7 Centru și la nivel național precum și a competitivității cercetării științifice românești la nivel european.

Colaborarea cu mediul economic/industrial și administrativ brașovean pe diferite teme de cercetare și educaționale.

Activitatea instituțională

Are ca obiectiv principal dezvoltarea Laboratorului de Mecatronică și sisteme senzoriale prin achiziționarea de echipamente performante. Achiziționarea materialelor necesare activității didactice și de cercetare. Participarea la activitățile administrative și educaționale ale departamentului și ale Facultății Design de Podus și Mediu.

B - 3 BIBLIOGRAFIE

- [ADL 75] Adler, Yu. P. The design of experiments of find optimal conditions. Moskow. Mir Publishers, 1975.
- [ANT 98] Antonovich, M. P. Utilizare Visual FoxPro. Editura Teora, 1998.
- [ATK 83] Atkinson, L. V., Harley, P. J. An Introduction to Numerical Methods with Pascal, International Computer Science Series. Addison-Wesley Publishing Company, 1983.
- [AVR 93] Avram, C., Bob, C., Friedruch, E. Numerical analysis of reifarced Concrete Structures. Editura Elsevier, Amsterdam – London - New York – Tokio,1993.
- [BAE 89] Baer, L. Tolernt conplings. In Machanical enegieerius, mai 1989.
- [BEN 90] Bendat, J.S., Piersal, A.G. Masurement and analysis of random data. Johm Wiley, 1990.
- [BAI 13] Bai, Sh., Maguine, J. M., Peng, H. Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions, Published by SAE International with a Product, Code of R-413. 2013.
- [BIC 79] Bichir, N., Răduți, C., Diculescu, A. Mașini electrice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [BÎR/1 95] Bîrsan, I.G. Contribuții teoretice și experimentale privind comportarea în regim dinamic a cuplajelor cu arcuri lamelare inelare. Universitatea “Dunărea de jos Galați”, 1995.
- [BÎR/2 95] Bîrsan, I.G., Jâșcanu. M. Stand pentru încercarea statică a cuplajelor elastice.În lucrările Sesiunii științifice a Universității din Sibiu, octombrie, 1995.
- [BOD 71] Bodoc, Șt. Aparare electrice pentru măsurarea maselor, forțelor și cuplurilor. Editura Tehnică, București, 1971.
- [BOI 62] Boiangiu,D. ș.a. Cuplaje. Editura Tehnică, București, 1962.
- [CHI 81] Chișiu, Al., Matieșan, D., Mădăraș, T., Pop, D. Organe de mașini. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- [CHI 98] Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, R., Eftimie, E., Velicu, R., Stroe, I. Cuplaje mecanice intermitente. Editura Lux Libris, 1998.

- [CIO 79] Ciocârda, C., Ungureanu, I. Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini. București, Editura Didactică și Pedagogică. 1979.
- [CIO 89] Ciobotă, M. Contribuții la studiul teoretic și experimental al cuplajelor elastice cu elemente metalice. Teză de doctorat, Brașov, 1989.
- [CHI 76] Chisiu, Al. "Machine Parts", Editura Didactica si Pedagogica, Bucharest. 1976.
- [CON/1 89] Constantin, I. N. ș. a. Măsurarea mărimilor mecanice cu ajutorul tensometriei. Editura Tehnică, București, 1989.
- [CON/2 80] Constantinescu, I. Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice. Editura Tehnică, București, 1980.
- [CRA 80] Craiu, M., Tănase, V. Analiză matematică. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
- [CRU/1 69] Crudu, I. Contribuții la studiul influenței tensiunilor normale inițiale asupra distrugerii statice și prin pittting a contactelor punctiforme. Teză de doctorat, Institutul Politehnic Iași, 1969.
- [CRU/2 91] Crudu, I., Măcuța, S. ș. a. Mașină universală de încercat materiale, Brevet de Invenție nr. 102714/1991.
- [DEU 75] Deutz, I. Rezistența matarialelor. Editura Didactică și Pedagogică, Bucuraști, 1975.
- [DIA 62] Diacenko, K. S., Kirkaci, N. F. Predohranitelnîe muftî. Kiev, Gostehizdat, 1962.
- [DIE 92] Dieter, M. Herbert, W. Manfred, B. Maschinenelemente. Formelsammlung. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden, 1992.
- [DIT 78] Dittrich, O., Schumann, R. Anwendungen der Antriebstechnik, Band II. Kupplungen. Mainz, Otto Krausskopf-Verlag GmbH, 1978.
- [DRĂ/1 78] Drăghici, I. ș.a. Calculul și construcția cuplajelor. București, Editura Tehnică, 1978.
- [DRĂ/2 80] Drăghici, I. ș.a. Organe de mașini, vol. II. Universitatea din Brașov, 1980.
- [DRĂ/3 82] Drăghici, I. ș.a. Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II. București, Editura Tehnică, 1982.
- [DRĂ/4 82] Drăghici, I. ș.a. Cuplaje. Atlas. Universitatea din Brașov, 1982.
- [DUM 96] Dumitriu A., Bucsan C., Demian, T. Sisteme senzoriale pentru roboti Editura Medro, Bucuresti. 1996.
- [DUD/1 82] Dudiță, Fl., Diaconescu, D. Curs de Mecanisme, Cinematica • Dinamica. Universitatea din Brașov, 1982.
- [DUD/2 87] Dudiță, Fl., Diaconescu, D. Optimizarea structurală a mecanismelor. Editura Tehnică, 1987.
- [EFT/1 07] Eftimie, E. Safety Clutches in Static and Dynamic Working Regime", *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, Volume VI (XVI). 850-855. 2007.
- [EFT/2 98] Eftimie, N. Baze de date. Curs. Universitatea "Transilvania" Brașov, 1998.
- [EFT/3 08] Eftimie, E. "Aspects concerning the safety clutches design from a dynamic point of view." X. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, Czech Republic. 2008.
- [EFT/4 13] Eftimie, E. "Simple clutches with multiple functions." *Machine Design*, vol. 5, No. 1, p. 61-64. 2013,

- [FLO 88] Florea, V. ș.a. Bazele proiectării în construcția de mașini, vol I, II, III. Institutul de Învățământ Superior Sibiu, 1988.
- [FRA 75] Fransua, Al., Saal, C., Țopa, I. Acționări electrice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
- [FUC 80] Fuchs, H.O. and Stephens, R.I. Metal Fatigue in Emgeneering. Wiley, New York, 1980.
- [GAF/1 81] Gafițanu, M. ș.a. Organe de mașini, vol. I. București, Editura Tehnică, 1981.
- [GAF/2 83] Gafițanu, M. ș.a. Organe de mașini, vol. II. București, Editura Tehnică, 1983.
- [GRA 66] Grave, D. Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Editura Tehnică, București 1966.
- [HAR 68] Harris, C. Crede, C. Șocuri și vibrații, vol.I și II. Editura Tehnică, București, 1968.
- [HER 76] Hertzberg, Richard W. Deformation and Fracture Machanics of Engineering Materials. Wiley, New York, 1976.
- [HUS 02] AL-Hussain, K.M., Redmond, I. "Dynamic Response of two Rotors Connected by Rigid Mechanical Coupling with Parallel Misalignment." *Journal of Sound and Vibration*, Volume 249, Issue 3, 483-498. 2002.
- [KAG 99] Kageyama, R., Kagami, S., Inaba, M., H. Inoue, H. (1999). Development of soft and distributed tactile sensors and the application to a humanoid robot. *Systems, Man and Cybernetics*. 1999.
- [KÖH 92] Köhler, R. Maschineelement, Teile 2 – Kupplungen. B.G. Teubner Stuttgart, 1992.
- KEI 95] Keil, S. Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmeßstreifen Zwingenberg a.d. Bergstraße. CUNEUUS. 1995.
- [ION 85] Ionescu, G. ș. a. Traductoare pentru automatizări industriale, vol. I. București, Editura Tehnică, 1985.
- [JÂȘ 85] Jâșcanu, M. ș.a. Cuplaj elastic cu arcuri lamelare inelare. Brevet R.S.R. nr.91520-1985.
- [JIC 92] Jichișan-Matieșan D. ș. a. Organe de mașin, Universitatea Tehnică, Cluj Napoca, 1992.
- [JUL/1 86] Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Achriiloaie, I., Vișa, I., Marin, Gh. Organe de mașini, vol. I. Universitatea din Brașov, 1986.
- [JUL/2 97] Jula, A., Stroe, I., Eftimie, E. Elastic and safety clutch with metallic intermediate elements. În: International Symposium "Machine and Mechanisms", Belgrade, September, 1997, buletin pe CD.
- [JUV 1991] Juvinall C.R., Marshek M.K. Fundamentals of Machine Component Design. Editura John Wiley et Sons, New York, 1991.
- [MAN 76] Manualul inginerului mecanic, vol. III. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura Tehnică, 1976 (Cap.9, Cuplaje), p. 515-562.
- [MOG 14] Mogan, Gh., Butnariu, S. Analiza cu elemente finite. Aplicatii in CATIA, Ed. Universității Transilvania. 2014.
- [MOL 87] Moldovean, Gh. Studiul cuplajelor de siguranță cu transmiterea intermitentă a sarcinii. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1987.
- [MUK 08] Mukai, T., Onishi, M., Odashima, T., Hirano, S., Zhiwei, L. Development of the Tactile Sensor System of a Human-Interactive Robot "RI-MAN". *Journal IEEE Transactions on robotics*, 24, 505-512. 2008.

- [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.
- [NIE 75] Niemann, G. Maschinenelemente, Band I. Berlin - Heidelberg - New York, 1975.
- [NOR/2 09] Norton, R.L. "Effect of Manufacturing Methods on Dynamic Performance of Cams-Follower Motion and Machine Theory," 23(3), p. 191-208. 2009
- [NOR/1 94] Norton, R.L. "Design of Machinery. An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines." Worcester Polytechnic Institute Worcester, Massachusetts. WCB McGraw-Hill. 1994.
- [OLA 86] Olariu, V., Sima, P., Achiriloaie, V. Mecanica tehnică. Editura Tehnică, 1986.
- [PAM 59] Pampel, W. "Kupplungen." Band I Berlin, VEB Verlag Technik. 1959
- [POL 79] Poliakov, V.S., Barbaș, I.D., Riahovski, O.A. Spravocinik po muftam. Leningrad, Mașinostroenie, 1974 și 1979.
- [RĂD 81] Răduți, C., Nicolescu, E. Mașini electrice rotative fabricate în România. Editura Tehnică, București, 1981.
- [REȘ 78] Rešetov, D.N. Machine design. Moscova, Mir Publishers, 1978.
- [RUO 87] Ruocco, S. R. Robot sensors and transducers. Halsted Press New York – Toronto and Open University Press. 1988.
- [ROȘ 84] Roșculeț, M. Analiză matematică. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984.
- [SHI 90] Shigley, J.E. Transmission Elemente. Editura Mc Graw-Hill Publishing Company, New York, 1990.
- [SIC 08] Siciliano, B., Khatib, O. Springer Handbook of Robotics. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2008.
- [SPR 62] Spravocinik mașinostroenia. Tom 4/1. Moscova, Mașghiz, 1962, p. 240-246.
- [STR/1 96] Stroe, I., Jula, A., Chișu, E. Cuplaj elastic și de siguranță. Brevet de invenție nr. 110856 B1/1996.
- [STR/2 96] Stroe, I., Eftimie, E., Eftimie, N., Velicu, R. Modelarea matematică a unui nou tip de cuplaj elastic și de siguranță. În: Proceedings of the Scientific Communications Meeting of "Aurel Vlaicu" University. Third edition, Arad, 16–17 May 1996, vol. 3, p. 231–236.
- [STR/3 96] Stroe, I., Eftimie, E., Eftimie, N. A New Type of Elastic and Safety Clutch. În: VII International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM, September 1996, Liberec, Czech Republic, p. 581–586.
- [STR/4 96] Stroe, I., Eftimie, E., Frincu, F. Binary three-dimensional matrix sensor with detection tensomete. In Bulletin 12th International Conference Mittweida. 273-278. 1996.
- [STR/5 97] Stroe, I., Jula, A., Eftimie, E. Cuplaj elastic și de siguranță cu elemente intermediare elastice nemetalice. În: Analele Universității din Oradea, Fascicula Mecanică, 1997, p. 67-72.
- [STR/6 97] Stroe, I., Eftimie, E. Influence of the geometry of equiangular cams on the motion functions for the equivalent mechanisms of the elastic and safety clutches. În: The seventh IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanisms. București, România, August, 1997, vol. 3, p. 405-410.
- [STR/7 98] Stroe, I., Vântu, M., Oprean, D. Încercarea cuplajelor elastice și de siguranță. În buletinul celui de al VI-lea Simpozion Național cu participare internațională PRASIC '98, Brașov, 5-7 noiembrie 1998, vol. III, p. 87-92.

- [STR/8 99] Stroe, I. Theoretical and experimental design and modeling a new class of multiple functions clutch – elastic and safety clutch Ph.D. Thesis, Transilvania University of Brasov. 1999.
- [STR/9 99] Stroe, I., Eftimie, E. Comportarea dinamică a cuplajelor elastice și de siguranță în cadrul transmisiilor mecanice. În: A XVI-a Sesiune de Comunicări Științifice a Cadrelor Didactice, SECOMAR, Constanța, 3-5 iunie 1999, vol. I, p. 94-98.
- [STR/.10 99] Stroe, I., Jula, A., Huidan, L. Stand for the dynamic Testing of the elastic and safety clutches, with cams and degenerated followers. În: microCAD'99, International Computer Science Conference, February 24-25 1999, University of Miskolc, Hungary, Section K: Machine and Structure Design, p. 125-128.
- [STR/11 99] Stroe, I., Jula, A., Huidan, L. Utilizarea cuplajelor elastice și de siguranță în transmisiile mecanice. În: A XVI-a Sesiune de Comunicări Științifice a Cadrelor Didactice, SECOMAR, Constanța, 3-5 iunie 1999, vol. I, p. 98-103.
- [STR/12 00] Stroe, I. Sensors for Robotic. Publisher Transilvania University of Brasov. 2000.
- [STR/13 00] Stroe, I. "Theoretical and experimental researches concerning the dynamic testing of the elastic and safety clutches." Bulletin "VIII International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms", Liberec, Republica Cehă, p.711-716. 2000.
- [STR/14 01] Stroe, I. Senzori pentru Robotica.,Editura Universitatii Transilvania. Brasov. 2001.
- [STR/15 01] Stroe, I., Eftimie, E. C" Elastic and safety clutches." Editura Ecran Magazin, Brașov. 1959.
- [STR/16 07] Stroe, I. "Design Procedure of Elastic and Safety Clutches using Cam Mechanisms." In Proceeding on CD-ROM of Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science June 17-21, Besancon – France. 2007.
- [STR17/ 07] Stroe, I. Testing and test products, "Transilvania" University of Brasov. 2007.
- [STR/18 08] Stroe, I. The elastic and safety clutches with lamellar bows radial dispose. International conference on the theory of machines and mechanisms, , Liberec, Czech Republic, sep 02-04, 2008, proceedings pages: 585-588 published: 2008, ISBN: 978-80-7372-370-5.
- [STR/19 08] Stroe, I. The elastic and safety clutches with degenerated followers in lamellar bows equiangular dispose. International conference on the theory of machines and mechanisms, Liberec, Czech Republic, sep 02-04, 2008, proceedings pages: 581-584 published: 2008, ISBN: 978-80-7372-370-5.
- [STR/20 08] Stroe, I. The elastic and safety clutches with radial disposed elastic lamellas. Editor Marco Ceccarelli Proceedings of EUCOMES 08, The Second European Conference on Mechanism Science, Cassino, Italia, sept 17-20, 2008, pages 133 – 138. Springer 2009. ISBN: 978-1-4020-8914-5, e-ISBN: 978-1-4020-8914-5, DOI 10.1007/978-4020-8915-2.
- [STR/21 09] Stroe, I. Elastic and Safety Clutch with Radial Disposed Elastic Lamellas. *Proceedings of EUCOMES 08, The Second European Conference on Mechanism Science*, M. Cecarelli (ed) Springer, 133-138. 2009.
- [STR/22 09] Stroe, I. Simple Mechanical Clutch with multiple Functions. Proc. of the 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines – SYROM 2009 (International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science), Brasov, 2009, p. 433-444, Springer, ISBN: 978-90-481-3521-9, e-ISBN: 978-90-481-3522-0, DOI 10.1007/978-481-3522-6.-2.

- [STR/23 10] Stroe, I. Advanced Manufacturing Engineering, Quality and Production System, WSAS, Constantza Maritime University 2010, pp. 173-177. ISSN 1792-4693, ISBN 978-960-474-220-2.
- [STR/24 10] Stroe, I. Elastic and Safety Clutch. Machine Design, Novi Sad, 2010, pp.165-169, ISSN 181 – 1259.
- [STR/25 10] Stroe, I. Elastic and Safety Clutches with Metallic Roles and Elastic Rubber Element. Editors Doina Pisla, Marco Ceccarelli, Mamfred Hust, Burkhard Corves. New Trends Mechanism Science. Analysis and Design, Springer, 2010, p. 285 - 294 . ISBN 978-90-481-9688-3 . e-ISBN 978-90-481-9689-0, DOI 10. 1007/978-90-481-9689-0.
- [STR/26 10] Stroe, I. Advanced Manufacturing Engineering, Quality and Production System, WSAS 2010, pp. 173-177. ISSN 1792-4693, ISBN 978-960-474-220-2.
- [STR/27 14] Stroe, I. Elastic and Safety Clutch With Axially Jurnal BDI:IJSR - International Journal of Scientific Research, V.3 issue: 12 december 2014, p 121 -122, ISSN No 2277-8179.
- [STR/28 15] Stroe, I. The Dynamic Testing of the Elastic and Safety Clutches With Degenerated Followers inEquiangular Disposed Lamellar Springs JurnalBDI: Indian Journal of Applied Research, vol. 5 issue12december 2015, p. 551-553. ISSN 2249-555x.
- [STR/29 15] Stroe, I. Loading Cell for the Measurement of Forces and Torques in the Prehensile Joint of Industrial Robots JurnalBDI: PARIPEX – Indian Journal of Research, V.4 issue 12 december 2015 p 205-207. ISSN 2250-1991.
- [STR/30 15] Stroe, I. The Influence of the Geometric and Control Parametres on the Characteristic of the Elastic and Safety Clutch Jurnal BDI:IJSR – International Journal of Scientific Research, vol.4. issue december 2015, p. 169-171 ISSN 2277-8179.
- [STR/31 15] Stroe, I. Influence of The Position Deviations on The Characteristic of Elastic and Safety Clutch JurnalBDI:PARIPEX – Indian Journal of Research, vol. 4. Issue: 11 november,2015. p.183-186. ISSN 2250-1991.
- [STR/32 15] Stroe, I. Study of The Elastic and Safety Clutch with Equiangular Cam and Camfollower Jurnal BDI:Global Journal for Reserch Analysis, 2015 vol.4 essue 10 octomber 2015, p 177-181. ISSN No. 2277-8160.
- [STR/33 16] Stroe, I. A Tactile Sensors System JurnalBDI: PARIPEX – Indian Journal of Research, 01 january 2016, p. 120-122. ISSN 2250-1991.
- [STU 61] Stübner, K., Rüggen, W. Kupplungen. Einsatz und Berechnung. München, Carl Hanser Verlag, 1961.
- [TEP 68] Tepinkiciev, V.K. Predohranitelnye ustroistva ot peregruzki stakov. Moscova, Masinostroenie, 1968.
- [TER 71] Terplan, Z., Nagy G., Herczeg, I. Különleges tengelykapcsolók. Budapest, Műszaki Könyvkiado, 1971.
- [WIL 94] Wilhem, M. ș.a. Maschinenelemente, Kupplungen, Viewegs, Fachducher der Technik, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden, 1994