

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 15.68

Dulap 181 Lit. 5

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
Catedra de Organe de Mașini și Mecanisme

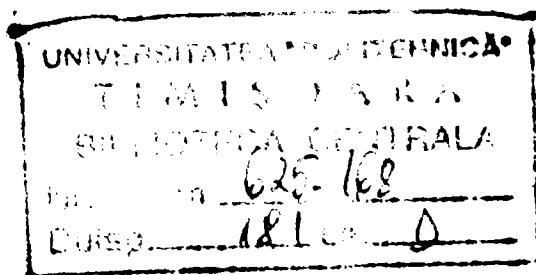
Ing. Dumitru OLTEANU

**TRANSMISII PRIN CURELE LATE -
MIJLOACE DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A
PERFORMANȚELOR FUNCȚIONALE**

Teză de doctorat

Conducător științific:
Prof. dr. ing. Nicolae S. GHEORGHIU

1999



CUPRINS

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA *POLITEHNICA*
TIMIȘOARA

	Nr. pag.
I	
INTRODUCERE	
1.1. Generalități	4
1.2. Evoluția construcției și funcționării transmisiilor prin curele	6
1.3. Principiile de funcționare ale transmisiilor cu element real flexibil și extensibil	14
1.4. Pierderile de energie specifice	16
1.5. Clasificări de bază	21
1.6. Oscilațiile transmisiilor cu element flexibil	
1.6.1 <i>Oscilațiile roților de curea</i>	25
1.6.2 <i>Oscilațiile ramurilor transmisiei</i>	29
1.7. Etapele principale în perfecționarea transmisiei	38
II	
BAZELE TEORETICE ALE FENOMENULUI TRANSMITERII DE PUTERE	
2.1. Mișcarea staționară a elementului real flexibil și extensibil denumit curea	42
2.2. Fenomenul alunecării elastice	49
2.3. Eforturile și tensiunile pe conturul transmisiei - evaluarea cauzelor naturale de distrugere	54

III	CAPACITATEA DE TRACȚIUNE A TRANSMISIILOR PRIN CURELE	
3.1	Sisteme de tensionare	59
3.2	Transmisiile tensionate permanent	
3.2.1	<i>Transmisia cu distanța fixă între axe</i>	63
3.2.2	<i>Transmisia cu distanța variabilă între axe ($a \wedge L = var$)</i>	68
3.2.3	<i>Transmisia prin rolă de întindere ($a = const \wedge L = var$)</i>	71
3.3	Performanțele transmisiilor dotate cu STP	77
3.4	Transmisiile cu tensionare adaptivă (automată)	
3.4.1	<i>Transmisiile cu tensionare automată și $a = var$.</i>	78
3.4.2	<i>Sistemul de tensionare cu acțiune automată, comandată adaptiv indirect de momentul de torsiune rezistent ($a = const$)</i>	84
IV	STRUCTURA CONSTRUCTIVĂ ȘI REOLOGIA CURELELOR LATE MULTISTRAT	
4.1	Structura constructivă a curelelor multistrat	94
4.2	Modelul reologic al materialului curelelor late multistrat	97
V	PROCESUL DE FRECARĂ SPECIFIC TRANSMISIILOR PRIN CURELE	
5.1	Considerații asupra naturii fenomenului de frecare	104
5.2	Parametrii fundamentali ai procesului de frecare	106
VI	PRINCIPIILE SIMULĂRII NUMERICE	
6.1	Sisteme și modele	108
6.2	Aplicațiile simulării pe o transmisie prin curele	114
6.3	Program de calcul pentru transmisiile cu element flexibil intermediar (Posibilități de modelare geometrică și vizualizare)	119
6.4	Modelare proiectare și verificare	122

6.5	Calculul transmisiilor cu element flexibil intermediar prin intermediul programului TRELINT 1.1 (mod de lucru)	127
6.6	Simularea dinamicii transmisiilor prin curele	
6.6.1	<i>Modelul subsistemului motor de curent continuu</i>	134
6.6.2	<i>Modelul subsistemului de încărcare</i>	134
6.6.3	<i>Modelul curelei</i>	135
6.6.4	<i>Integrarea ecuațiilor diferențiale</i>	137
6.6.5	<i>Rezultatele simulării</i>	137
VII	INSTALAȚII EXPERIMENTALE	
7.1	Procesul de frecare specific transmisiilor prin curele late	141
7.2	Modelul reologic al materialului curelei late multistrat	145
7.3	Capacitatea de tracțiune a transmisiilor prin curele late	149
	CONSIDERAȚII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	164
	BIBLIOGRAFIE	171

I

INTRODUCERE

1.1 Generalități

Evoluția generală din construcția de mașini este condiționată de nivelul tehnic atins de cercetarea și proiectarea subansamblurilor destinate transferului energetic.

Categoriile de transmisii mecanice prin frecare, de utilizare curentă în construcția de mașini, cuprind frecvent transmisii cu elemente flexibile de tip curea ca treaptă de intrare și, mai rar, intermediară.

Transmisia prin curea realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori, prin contactul cu frecare dintre un element flexibil, fără fine, montat pretensionat și roțile de curea fixate pe arbori.

Cele mai importante argumente (performanțe specifice) pentru menținerea, perfecționarea și folosirea în continuare a transmisiilor cu element flexibil sunt: simplitatea constructivă; posibilitatea de a transmite momentul de torsiune la distanțe relativ mari și de a regla continuu sau în trepte raportul de transmitere; funcționarea silențioasă în regim stabilizat și tranzitoriu; caracterul amortizor și de siguranță conferit legăturii dintre motor și consumator. Acest tip de transmisii nu impune condiții tehnice deosebite pentru montaj și întreținere și se realizează la un cost de fabricație redus.

Totuși, domeniile optime de utilizare ale acestui tip de transmisie sunt limitate datorită unor imperfecțiuni printre care se consemnează: gabaritele sporite; variațiile aleatorii și ciclice ale raportului de transmitere; capacitatea de transmitere redusă comparativ cu transmisiile prin angrenare (la același gabarit); durabilitate limitată a elementului flexibil; funcționare însoțită de alunecare elastică și încărcări electrostatice, instabilitate în timp a caracteristicilor reologice ale curelelor; sarcini mari în lagăre și pe arbori.

Transmisiile prin curele își găsesc aplicațiile în toate domeniile construcției de mașini, în special la acționarea mașinilor de lucru (mașini agricole, mașini

textile, mașini unelte, etc.) deși exploatarea calităților, ca și evitarea deficiențelor proprii acestor transmisii, constituie probleme permanent deschise pentru proiectantul și cercetătorul din construcția de mașini.

Cercetări minuțioase au clarificat majoritatea trăsăturilor particulare ale fenomenului transiterii de putere prin curele, situație ce a permis fundamentarea teoretică și experimentală a unei metodologii de calcul adecvate.

În sensul celor de mai sus, un aport deosebit la saltul calitativ din ultimele decenii, în ceea ce privește studiul transmisiei prin curea, l-a adus colectivul de cadre didactice de la catedra "Organe de mașini și mecanisme" a Universității "Politehnica" din Timișoara.

În cadrul acestui colectiv s-a creat o adevărată școală, în care sub conducerea profesorului dr. ing. Nicolae GHEORGHIU s-au abordat aspecte noi și moderne, legate de particularitățile constructive și funcționale ale uneia din cele mai răspândite transmisii mecanice - transmisia prin curea.

Din rezultatele obținute în decursul anilor își trage seva și prezenta lucrare, care se dorește o modestă contribuție a importantelor aspecte elucidate în cadrul mai sus amintit, unde autorul său s-a format ca cercetător.

1.2 Evoluția construcției și funcționării transmisiilor prin curele

Transmisia prin curele cu element flexibil "tip curea", derivată din mecanismele elementare cu scripeți, a fost imaginată și folosită încă din antichitate. Secolele XVII...XIX marchează un salt calitativ, atât sub aspectul utilizării, cât și sub cel al precizării variantelor geometrice.

Încă din secolul XV, cele mai simple strunguri erau acționate de om, utilizând acumularea energiei cu ajutorul volantului, care constituia în același timp și un regulator de mișcare (așa cum a presupus Leonardo da Vinci 1452-1519). Volantul era acționat prin manivelă, manual, utilizând ca amplificator de turație transmisia cu element flexibil (prin frecare). În secolul XVI, strungurile erau antrenate de om prin intermediul unei roți-volant duble, ceea ce permitea obținerea a două rapoarte de transmitere, iar rolul de suport al sculei era îndeplinit de om. La acest tip de strung primitiv, cu rotație continuă, mișcarea se transmitea prin intermediul unei transmisii cu element flexibil, care, de altfel, constituia unicul element de transmisie al acestei mașini-unelte.

Mai târziu, în secolul XIX, în manualul lui Lanz Betancourt "Essai sur la composition des machines" (Paris, 1811) considerat primul manual de teorie a mecanismelor predat la Școala Politehnică din Paris, se găsesc câteva exemple de mecanisme, care au în componența lor transmisia prin curea. În același manual sunt sistematizate 151 de mecanisme diverse, printre care se găsesc și cele cu element flexibil [D.1].

În anul 1841 apare manualul universitar "Pinciples of Mechanism" a lui R. Willis, în care mecanismele cu element flexibil erau reduse la "mecanisme pure" (mecanisme cu roți) prin îndepărtarea fictivă a elementului flexibil și considerarea numai a efectului mecanic al acestora (a legăturilor mecanice) [D.2].

Explicarea teoretică a funcționării transmisiilor prin frecare cu element

flexibil este strâns legată de evoluția mecanicii firului.

Leonardo da Vinci, pe baza experimentării unor instalații navale, dă prima soluție acestei probleme. Legătura propusă dintre forța de frecare și apăsarea normală pe suprafața de reazem:

$$F \approx 0,25 N \quad (1.1)$$

reproducea satisfăcător fenomenul frecării funiilor din cânepă, înfășurate pe cabestane din lemn uscat.

L. Euler, în cadrul unor studii, privind frecarea corpurilor solide, a stabilit relația dintre eforturile aplicate asupra extremităților unui fir ideal*, aflat în echilibru pe o suprafață cilindrică aspră și imobilă (fig. 1.1).

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta} = m^* \quad (1.2)$$

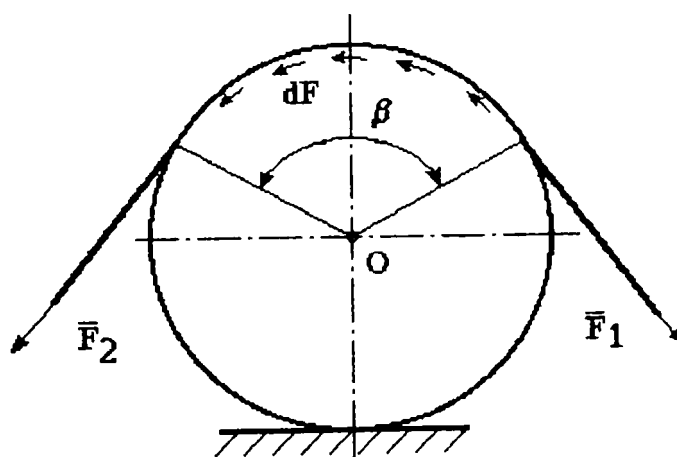


Figura 1.1 Echilibrul firului ideal, rezemat pe o suprafață cilindrică aspră și imobilă

care exprimă condiția limită de echilibru, după care se manifestă fenomenul de patinare.

Astfel, forța de frecare coulombiană, produsă de legăturile bilaterale fir-suprafață aspră:

$$F_t = F_1 - F_2 = F_1 \frac{m^* - 1}{m^*} \quad (1.3)$$

crește exponențial odată cu mărimea unghiului de înfășurare.

*) Fir ideal - corp monodimensional, ponderabil, de rezistență infinită, inextensibil, absolut flexibil și tordabil.

Mai, târziu, la rezultate identice ajunge și I.A.Eytelwein.

Pentru a asigura transmiterea unui cuplu (moment de torsiune) de la un arbore la altul, (în cazul unei transmisii mecanice) elementul flexibil se instalează pretensionat pe cele două roți, cu un efort inițial F_0 (fig. 1.2).

J.V. Poncelet ca și F.Grashof ajung la relația

$$2 F_0 \approx F_1 + F_2 \quad (1.4)$$

pe care au dedus-o din invariabilitatea alungirii totale a elementului flexibil în stare de repaus și în funcționare.

Prin intermediul sistemului de ecuații (1.2), (1.3), (1.4) s-au putut stabili perechile de soluții:

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{m^*}{m^* - 1} F_t = \frac{2m^*}{m^* + 1} F_0 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \\ F_2 &= \frac{1}{m^* - 1} F_t = \frac{2}{m^* + 1} F_0 = F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned} \quad (1.5)$$

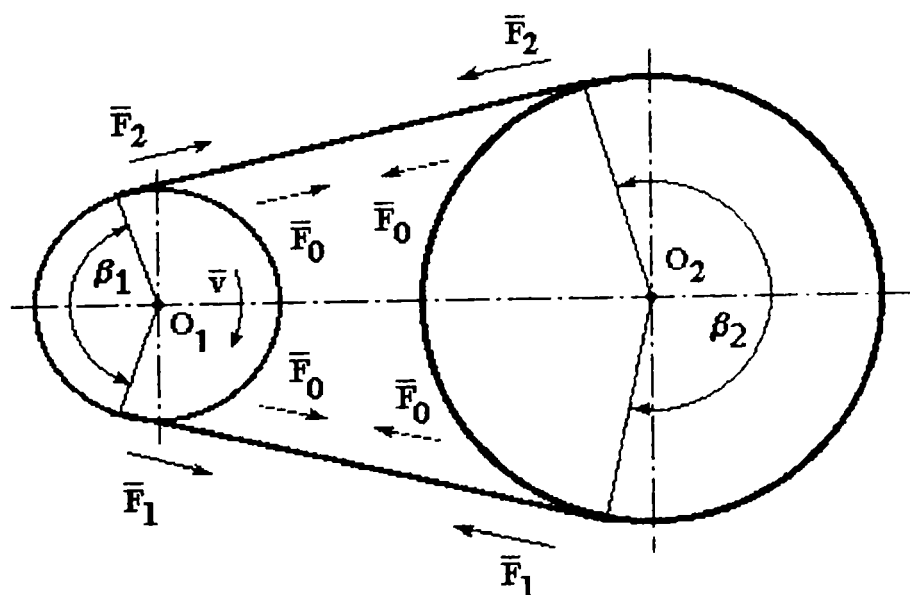


Figura 1.2 Transmisia prin frecare cu element flexibil

Relațiile Euler-Poncelet au fost stabilite din considerațiile de echilibru static și, cu anumite corective, sunt valabile și în cazul mișcării staționare a firului real pe o suprafață rigidă (în condiții de echilibru dinamic).

H. Resal completează teoria deja existentă prin introducerea efectului greutateii. Astfel, ecuațiile diferențiale ale mișcării plane a firului greu, proiectate după axele naturale:

$$\frac{dF}{ds} = m_1 g \sin \beta; \quad \frac{F}{r} = m_1 \frac{v^2}{r} - m_1 g \cos \beta \quad (1.6)$$

au luat forma:

$$\frac{dF^*}{ds} = m_1 g \sin \beta; \quad \frac{F^*}{r} = m_1 \frac{v^2}{r} - m_1 g \cos \beta \quad (1.6 a)$$

efectuându-se schimbarea de funcție: $F^* = F - m_1 v^2$;

Se menționează faptul că integrarea ecuațiilor (1.6 a) este condiționată doar de natura traiectoriei, deoarece firul se consideră omogen, iar viteza sa rămâne invariabilă ca mărime, astfel, pentru prima oară, se introduce influența forțelor centrifuge asupra elementului flexibil (ca efect al mișcării acestuia pe o traiectorie plană oarecare).

Totuși, relația propusă de Poncelet este inexactă, aproximația ieșind la iveală îndată ce se ia în considerație extensibilitatea firului.

Acest aspect, sesizat de Kretz, a dat naștere bazelor teoretice ale fenomenului alunecării elastice.

Forma definitivă a relației lui Kretz:

$$\frac{v_j}{f_j} = \frac{v_j}{1 + \frac{F_j}{E_t A_c}} = \text{const.} \quad (1.7)$$

rezultă din condiția de continuitate a mișcării elementului extensibil:

$$m_1 v = \text{const} (1.7 a)$$

în care se înlocuiește masa unității de lungime a elementului tensionat funcție de starea sa inițială (netensionată):

$$m_1 = \frac{m_{01}}{1 + \varepsilon} = \frac{m_{01}}{1 + \frac{F}{E_t A_c}} = \frac{m_{01}}{f} \quad (1.7 b)$$

Analizând relația Kretz se poate observa că viteza punctelor elementului extensibil (v_j) variază pe conturul arcelor de înfășurare, dependent de efortul local (F_j) și de modulul de elasticitate la tracțiune (Young - E_1).

Ulterior, pe cale experimentală s-a dovedit că la funcționarea în sarcină a unei transmisii prin curele, relația lui Euler (1.2) se realizează ca inegalitate monoton crescătoare:

$$\frac{F_1}{F_2} < e^{\mu\beta}$$

atâta timp cât nu se manifestă patinarea. Deci, produsul ($\mu\beta$) trebuie să varieze funcție de sarcină.

F. Grashof emite ipoteza că parametrul variabil ar fi arcul de înfășurare ($\bar{\beta}$), iar forța de frecare este produsă de patinarea curelei pe roată. Deci, arcul de patinare va crește proporțional cu cuplul rezistent.

O interpretare corectă a influenței elasticității elementului flexibil a fost dată de N. Petrov, care precizează că elementul flexibil și extensibil acționează asupra roții prin frecare de alunecare, și nu de aderență. Arcul de alunecare elastică variază în intervalul $[0; \bar{\beta}_1]$ funcție de cuplul rezistent.

Pentru $\mu = \text{const}$, relația eforturilor din ramurile curelei are forma:

$$\frac{F_1 \left[1 - \frac{m_{01}}{E_1 A_c} \left(\frac{v_1}{f_1} \right)^2 \right] - \frac{m_{01}}{f_1} v_1^2}{F_2 \left[1 - \frac{m_{01}}{E_1 A_c} \left(\frac{v_2}{f_2} \right)^2 \right] - \frac{m_{01}}{f_2} v_2^2} = e^{\mu\beta}; \quad (1.8)$$

în care prin $f_{1,2}$ s-a notat funcția lui Kretz (1.7), (1.7 b).

Justețea concluziilor lui Petrov a fost confirmată de cercetări experimentale minuțioase, efectuate ulterior, utilizând mijloace moderne, încercându-se diferite materiale de curea [G1; G2; I1; K1; ș.a.].

În scopul perfecționării în continuare a relațiilor Euler-Poncelet, se efectuează studiul analitic al transmisiilor prin frecare cu element extensibil și real flexibil, reluându-se aspectele variației alunecării elastice pe conturul arcelor de înfășurare, influenței rigidității la încovoiere a curelei asupra mărimii arcelor de

înfășurare, efectului forțelor centrifuge asupra capacității de tracțiune, variației coeficientului de frecare cu viteza de alunecare și a presiunii de contact, etc. [C1; G3; S1; S2; K2; T1].

Mecanica firului se dezvoltă pe baze matematice complexe [S3]. Se analizează efectul contactului superficial alunecător asupra distribuțiilor tensiunilor din elementul flexibil [A1].

V.A. Svetlițkii în urma unor cercetări teoretice laborioase, efectuează o analiză profundă a aspectelor funcționării transmisiilor prin frecare cu element flexibil, a legăturilor dintre eforturile F_0 , F_1 și F_2 , a variației vitezelor critice și optime, influența diferitelor procedee de tensionare asupra capacității de tracțiune, vibrațiile curelelor, etc. [S4; S5].

Acceptând dependențele liniare între coeficienții de frecare și viteza de alunecare, respectiv presiunea de contact:

$$\begin{aligned}\mu &= \mu_{op} + b \cdot v_{al} = a_1 + b_1 F^* \\ \mu &= \mu_{ov} - b_p = a_2 - b_2 F^*\end{aligned}\quad (1.9)$$

Svetlițkii stabilește soluțiile sistemului de ecuații diferențiale (2.16) care definesc variația efortului din curea pe conturul arcului de alunecare:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} + \frac{b_{1,2}}{\alpha_{12}} (e^{a_{12}\beta_{al}} - 1) F_1^* = e^{a_{1,2}\beta_{al}} \quad (1.10)$$

în care notațiile sintetice au semnificațiile:

$$a_1 = \mu_{op} + b v_1 \left(1 - \frac{1}{f_1}\right); \quad a_2 = \mu_{ov}; \quad b_1 = \frac{b}{E_t A_c} \cdot \frac{v_1}{f_1}; \quad b_2 = b \cdot \frac{h}{r} \cdot \frac{1}{A_c};$$

respectiv:

$$b_2 = \frac{h}{2r_p} \cdot \frac{\frac{a}{h} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{1}{A_c}; \quad \frac{1}{\alpha} = 1 - \frac{m_{o1}}{E_t A_c} \left(\frac{v_1}{v_0}\right)^2;$$

$$F_{1,2}^* = F_{1,2} - m_{o1} \alpha \left(\frac{v_{1,2}}{f_{1,2}}\right)^2$$

Pentru cazul $\mu = \text{const.}$ ($a_{1,2} = \mu$; $b_{1,2} = 0$; $\alpha \approx f_{1,2}$), N.Petrov stabilește relația aplicabilă în cazul curelelor late:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{F_1 - \frac{m_{o1}}{f_1} v_1^2}{F_2 - \frac{m_{o1}}{f_2} v_2^2} = e^{\mu\beta_a} \quad (1.11)$$

F. Grashof, luând în considerație doar efectul forțelor centrifuge și neglijând extensibilitatea curelei stabilește relația:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{F_1 - m_{o1} v^2}{F_2 - m_{o2} v^2} = e^{\mu\beta} \quad (1.12)$$

Datorită simplității deosebite, la studiul transmisiilor prin curele s-a folosit frecvent relația (aproximativă) lui L.Euler - J.A.Eytelwein:

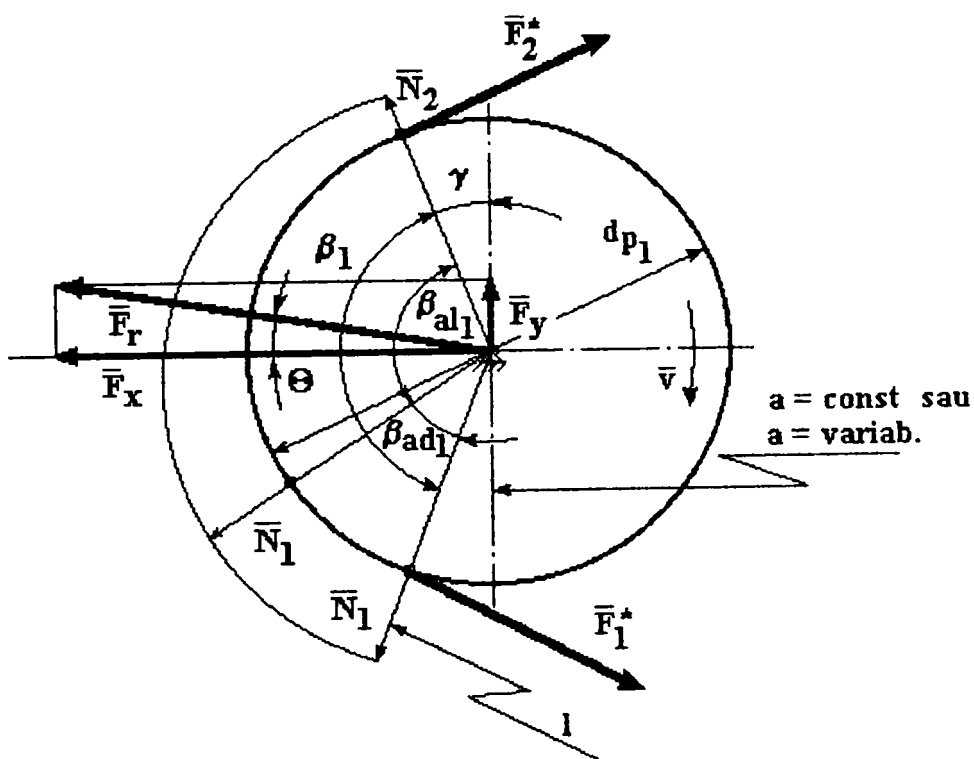


Figura 1.3

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\beta} \quad (1.13)$$

Asociind uneia din relațiile (1.10 cu 1.13) condiția de echilibru a sistemului roată-curea ($T_{fr} > T$)_{1,2}, fig.1.3, putem stabili capacitatea de tracțiune a unei transmisii cu element intermedial flexibil:

$$F_t = F_1 - F_2 = F_1^* - F_2^* = \frac{2T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (1.14)$$

Fără a avea pretenția abordării exhaustive a aportului diverșilor cercetători la evoluția bazei teoretice a transferului energetic , având în vedere dezvoltarea ulterioară a lucrării, este necesar doar de menționat că toate considerațiile anterioare sunt valabile pentru cazul transmisiei cu un consumator, cu arborii paraleli și ramuri deschise, iar distanța dintre axe fixă, $a = \text{const}$ (transmisia de referință); în celelalte situații ele trebuie să fie amendate corespunzător.

1.3 Principiile de funcționare ale transmisiilor cu element real flexibil și extensibil

Transmiterea puterii prin intermediul unei curele se efectuează cu ajutorul forțelor de frecare, generate în zonele de contact forțat ale roții cu cureaua (pe zonele arcelor de înfășurare).

Acest proces impune ca eforturile din cele două ramuri (conducătoare și condusă) să difere, deși în repaus au aceeași intensitate (tensionarea inițială). Efortul din curea pe roata condusă se mărește în direcția de mișcare a curelei, de la mărimea (valoarea) F_2 la F_1 , pe când pe arcuțul roții conducătoare această variație este inversă (fig.1.4). Deci, pe anumite porțiuni ale arcelor de înfășurare, efortul din curea variază monoton, starea de alungire modificându-se în mod corespunzător [I2; M1].

Deoarece suprafața activă a roții este practic nedeformabilă, între curea și roată se nasc sub sarcină alunecări relative - cauza procesului de alunecare elastică.

Considerând viteza periferică a roții motoare constantă, cureaua are tendința de a rămâne în urma roții din ce în ce mai accentuat, patinând la limită (în cazul suprasarcinilor) pe suprafața de contact.

Astfel, cureaua alunecă pe suprafața roții conduse, căutând să depășească viteza ei periferică.

În funcționare, cureaua alunecă pe roți, prezentând fenomenul fizic, denumit "alunecare elastică", care se traduce prin diferența de viteză a curelei față de roata cu care se află în contact forțat pe arcuțul de alunecare.

$$\beta_{al} < \beta_1; \quad 0 < F_t < (F_t)_{opt}; \quad \forall 0 \leq F_t \leq (F_t)_{opt} \exists 0 \leq \beta_{al} < \beta_1$$

Dacă se continuă încărcarea transmisiei, unghiul de alunecare crește din ce în ce mai mult.

În momentul în care unghiul de alunecare devine egal cu cel de înfășurare pe roata motoare, alunecarea elastică se transformă în patinare, roata condusă oprindu-se [G4].

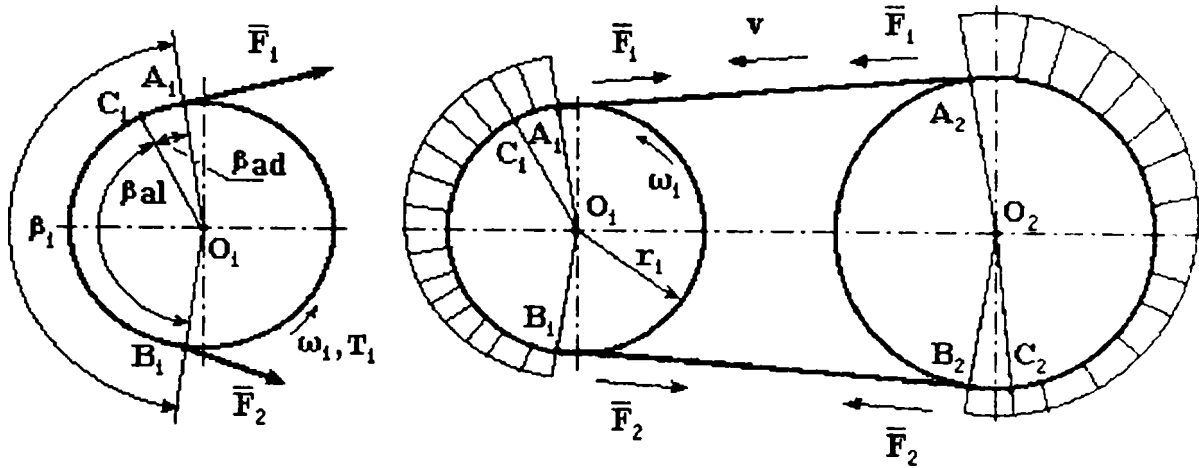


Figura 1.4

Distribuția eforturilor pe conturul transmisiei

Diferența dintre eforturile din ramuri $F_1 - F_2$ crește monoton atât timp, cât pe arcul de înfășurare există numai alunecare elastică. Odată cu sporirea încărcării transmisiei peste anumite limite se declanșează patinarea, caz în care forța tangențială dezvoltată tinde să se anuleze. [H1; M2].

Efectul alunecării elastice se manifestă și printr-o viteză diferită a curelei în diferite puncte (fig. 1.5 - reprezentare calitativă).

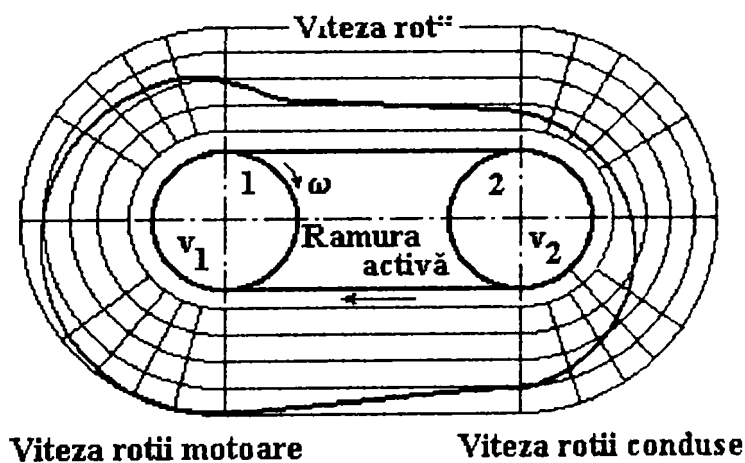


Figura 1.5

Variația vitezei curelei

În consecință, în punctul în care cureaua ia contactul cu roata motoare, ea are viteza maximă v_{max} , iar în cel în care începe înfășurarea pe roata condusă, cureaua are viteza minimă v_{min} .

1.4 Pierderile de energie specifice

O importantă cauză de disipare a energiei la transmisiile prin curele o constituie frecarea. Randamentul mecanic reprezintă un indicator fundamental în judecarea eficienței economice a unei transmisii.

Pierderile energetice la transmisiile prin curele se datorează următoarelor grupe de factori:

- alunecărilor elastice ce se manifestă între suprafețele active aflate în contact forțat ale roților și elementului flexibil;

- frecărilor interioare din materialul vâscoelastic al curelei, aflat sub acțiunea unor solicitări ciclice (histereza elastică);

- frecărilor aerodinamice care apar la mișcarea curelei și a roților în mediul real vâscos ambiant;

- frecărilor din lagăre.

Efectul global al acestora poate duce la reduceri ale randamentului de 4...6% (max. 10) în cazurile normale de funcționare [G.4, H.1].

Pierderile prin alunecare elastică

Elasticitatea “longitudinală” a elementului flexibil determină apariția unor alunecări relative tangențiale între suprafețele active (de contact) ale curelei și roților și poate fi caracterizată prin coeficientul de alunecare elastică, care are o semnificație fizică importantă, exprimând cantitativ pierderile specifice de energie pentru o perioadă completă.

Pentru elementul infinitezimal (fig.2.1.1) lucrul mecanic al forțelor de frecare va fi (conform relațiilor din cap.II):

$$d(\delta W_{fr\ 1,2}) = F_{\tau^{o1,2}} ds_{l,2} \cdot ds_{al\ 1,2} \quad (1.15)$$

unde:

$$ds_{al1,2} = v_{al1,2} dt \approx \frac{v_{al1,2}}{v_{1,2}} r_{1,2} d\beta$$

reprezintă drumul elementar de alunecare.

Conform ecuațiilor de mișcare (2.16), pierderile datorate alunecării elastice vor fi egale cu (fig. 2.31):

$$\delta W'_{fr1,2} = \int_0^{s_{al1,2}} \int_0^{\beta_{al1,2}} \left[\mu N \left(1 - \frac{f}{f_1} \right) r_{1,2} d\beta \right] ds = \frac{1}{2E_t A_c f_1} \cdot F_1^{*2} s_{al1,2} \left(1 - e^{-\mu\beta_{al1,2}} \right)^2 \quad (1.16)$$

Pentru o perioadă completă, corespunzătoare parcurgerii întregului contur al transmisiei, drumurile de alunecare pe ambele roți devin egale cu lungimea curelei, de unde:

$$\beta_{al} = \beta_1 - \beta_{ad1} = \beta_2 - \beta_{ad2} .$$

În cazul general al rapoartelor de transmitere supraunitare, $\beta_1 < \beta_2$, respectiv $\beta_{ad1} < \beta_{ad2}$, deci, la epuizarea capacității de tracțiune a roții motoare ($\beta_{al} = \beta_1$) roata condusă mai dispune de o rezervă importantă neutilizată:

$$\beta_{ad1} = 0, \rightarrow (\beta_{ad2})_{lim} = \beta_2 - \beta_{al} = 2(\pi - \beta_1) = 4\gamma$$

Raportând lucrul mecanic total de frecare la lucrul mecanic util corespunzător unei perioade complete de lucru ($t_1 = L/v$), se obține:

$$\delta\pi_e = \frac{\delta W'_{fr}}{W_u} = \frac{F_1^*}{E_t A_c f_1} \left(1 - e^{-\mu\beta_{al}} \right) = \frac{\sigma_u}{E_t f_1} = 2\varphi \frac{\sigma_0}{E_t f_1} = \quad (1.17)$$

Pierderi prin frecări interioare (histereză elastică)

Materialul curelei, sub acțiunea unor încărcări ciclice, disipează energia mecanică prin alunecările ce apar la nivelul suprafețelor de separație intermoleculare. Ca efect al acestui proces cureaua se încălzește, se încarcă cu electricitate statică și în unele cazuri pot interveni modificări structurale ale materialului.

Măsura proprietăților disipative (de amortizare) este dată de rezistența relativă interioară (coeficientul de pierdere prin histereză dinamică)

$$\psi = \frac{\delta W_p}{W_p};$$

în care δW_p și W_p reprezintă pierderea de energie (proporțională cu bucla de histereză dinamică), respectiv energia elastică înmagazinată într-un ciclu de solicitare.

Componentele ce contribuie prin variația lor ciclică la această categorie de pierderi sunt $\sigma_{1,2}$ și $\sigma_{i,1,2}$ (din analiza stării de tensiune pe conturul transmisiei).

Energia disipată prin variația eforturilor de tracțiune din ramuri, va fi egală cu o parte din energia elastică înmagazinată la întindere:

$$\delta W_p' = \frac{x\psi_t}{E_t A_c} \int_{F_2}^{F_1} \int_0^L F dF ds = \psi_t \frac{F_1^2 - F_2^2}{2E_t A_c} L \quad (1.18)$$

unde: ψ_t - rezistența interioară relativă pentru solicitări de întindere;

x - numărul roților de curea.

Pierderile specifice de energie, cauzate de comportamentul vâscoelastic al materialului curelelor vor fi:

$$\delta \pi_p' = \frac{\delta W_p'}{W_p} = \psi_t \frac{F_0 + F_m}{E_t A_c} = \psi_t \frac{\sigma_0 + \rho v^2}{E_t} \quad (1.19)$$

Reducearea pierderilor prin histereză este legată de sporirea rigidității la întindere a curelei. Mărimea pierderilor specifice este intens influențată de tensionarea inițială, viteza curelei și modulul de elasticitate la întindere, oscilând între 0,3 ... 0,6% [H.1].

Încovoierea curelei introduce componenta $\sigma_{i,1,2}$ variabilă a stării de tensiune, determinând pierderea de energie:

$$\delta W_p'' \approx \psi_i \sum_{j=1}^x \frac{E_i}{d_j} \int_0^{A_c} \int_0^{\beta_j} y^2 dA_c d\beta \approx \psi_i \sum_{j=1}^x \frac{2E_i I_c}{d_j^2} s_{\beta j} \quad (1.20)$$

unde: $s_{\beta j}$ - lungimea arcului de înfășurare pe una din roțile transmisiei.

$$s_{\beta j} = \beta_j \frac{d_j}{2};$$

ψ_i - rezistența interioară relativă pentru solicitări de încovoiere.

Pentru o perioadă completă ($s_{\beta j} = L$) pierderile specifice de energie sunt:

$$\delta\pi_p'' = \frac{\delta W_p''}{W_u} = \psi_i \frac{E_i}{\varphi\sigma_0} \cdot \frac{I_c}{A_c^2} \left(\frac{a}{h} - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \sum_{j=1}^x \left(\frac{h}{D_j} \right)^2 \quad (1.21)$$

unde W_u - lucrul mecanic util.

Această sursă disipativă este importantă, deoarece își menține practic neschimbată influența nefavorabilă atât la funcționarea în sarcină, cât și în gol.

Pierderile aerodinamice

Transmisiile rapide ($v > 25\text{m/s}$) ridică probleme de natură aerodinamică. Părțile ce se află în mișcarea de rotație sau translație, în funcție de forma lor geometrică și asperitățile superficiale, înving rezistențe cauzate de frecarea cu aerul.

La trecerea peste roți, cureaua consumă lucrul mecanic:

$$\delta W_a' = F_{f_a} L = C_f \Omega \rho \frac{v}{2} L \quad (1.22)$$

unde: - ρ [kg/m^3] - densitatea aerului uscat;

C_f - coeficientul de rezistență la frecarea cu aerul;

Ω [m^2] - suprafața laterală a ramurilor libere ale curelei.

$$\Omega = 2(b+h) \sum_{j=1}^x L_j; \quad v = \frac{R_e \cdot v}{L_j}$$

R_e - număr Reynolds;

v - vâscozitatea cinematică a aerului.

Astfel, pierderile de energie, cauzate de frecarea curelei cu aerul vor fi:

$$\delta\pi_a' = \frac{\delta W_a'}{W_u} = C_f \frac{\Omega}{A_c} \frac{\rho v^2}{4\varphi\sigma_0} \quad (1.23)$$

Pentru evitarea efectului aeroplaning la transmisiile cu $v > 25 \text{ m/s}$, suprafața activă a roții se găurește sau se striază pentru descărcare.

Pierderi în lagăre

Pierderile în lagăre sunt cauzate de reacțiunile radiale, datorate pretensionării inițiale ale ramurilor transmisiei ($2F_0$). Lucrul mecanic al forțelor de frecare din lagăre, pentru o rotație completă este:

$$\delta W_1 = 2\pi \sum_{j=1}^x \mu_j F_{rj} \frac{d_{rj}}{2} \quad (1.24)$$

în care: μ_j - coeficientul de frecare;

F_r - reacțiunea radială din lagăr.

Dacă pentru reacțiunea radială din lagăr se acceptă valoarea $F_r \approx F_{r0}$, pierderile specifice vor fi:

$$\delta \pi_1 = \frac{\delta W_1}{W_u} \approx \sum_{j=1}^x \mu_j \frac{1 - v_{cr}^2}{\varphi_j} \frac{d_{rj}}{d_j} \sin \frac{\beta_{1j}}{2} \quad (1.25)$$

unde prin v_{cr}^2 s-a notat: $v_{cr}^2 \approx \frac{\sigma_0}{\rho_0}$;

d_{rj} - diametrul lagărului;

d_j - diametrul roții.

Din relația (1.25) se observă comportamentul favorabil al transmisiilor cu tensionare automată ($\varphi_j \cong \text{const}$), care solicită lagărele și cureaua doar la funcționarea în sarcină. De asemenea, este recomandabilă folosirea unor rapoarte mari între diametrele roților și lagărelor.

1.5 Clasificări de bază

Transmisiile prin curele se pot clasifica din mai multe puncte de vedere, cum ar fi (fig 1.6): poziția relativă a arborilor; numărul de consumatori; sistemul de tensionare; profilul elementului flexibil intermediar (profilul curelei).

Cel mai frecvent utilizată este transmisia cu arbori paraleli cu ramuri deschise, la care axele roților sunt dispuse în același plan, iar roțile se rotesc în același sens.

Transmisia cu arbori paraleli și cu ramuri încrucișate are axele roților dispuse în același plan, acestea din urmă, rotindu-se în sensuri opuse. Acest tip de transmisie prezintă avantajul unor unghiuri de înfășurare mai mari și dezavantajul frecărilor intense între muchiile curelei cât și a solicitărilor de răsucire care apar în curea.

Transmisia semiîncrucișată este varianta la care axele roților sunt încrucișate în spațiu, iar ramurile de curea - semiîncrucișate. Asemenea transmisii nu necesită role de ghidare și permit un singur sens de rotație.

Transmisia ortogonală, cu axele roților încrucișate (nici paralele, nici concurente) necesită role de ghidare, pentru a conduce cureaua pe traseul necesar. Pentru acest tip de transmisii se preferă curelele mai înguste, rolele de ghidare având lățimea dublă în raport cu cea a roților de curea.

După numărul consumatorilor, transmisia poate fi: cu un singur consumator sau cu consumatori multipli.

Transmisia cu mai mulți consumatori (cu un unghi de înfășurare redus și tangențială) este constituită prin reunirea într-un sistem funcțional a unei transmisii obișnuite prin curea lată și a "z" consumatori dispuși succesiv pe conturul transmisiei. Acționarea prin contact tangențial se realizează prin interacțiunea locală (F_n) dintre ramura transmisiei și roata antrenată.

Funcționarea în sarcină a transmisiei trebuie corelată cu modul concret în

care se realizează tensionarea sa, deoarece după o anumită perioadă apare relaxarea curelei, care trebuie compensată. Ca urmare este necesară întinderea (tensionarea) periodică a curelei.

Din punct de vedere funcțional se cunosc și se utilizează două clase principial distincte de dispozitive, prin intermediul cărora se realizează tensionarea transmisiilor prin curele:

1. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă (STP) și
2. Sisteme de tensionare adaptive cu acțiunea reglată automat (STA).

Primei categorii îi aparțin dispozitivele ce se caracterizează prin inducerea în ramurile transmisiei a unui efort inițial, constant ca intensitate, de valoare corespunzătoare momentului de torsiune rezistent maxim:

$$\forall T_2 = \text{var.} \Leftrightarrow F_t = \text{var.} \exists F_0 = F_0^* = F_0^*(T_{2 \max}) = \text{const.}$$

Posibilitățile de tracțiune ale transmisiilor echipate cu STP, cu excepția momentelor în care funcționarea are loc la încărcarea maximă ($T_2 = T_{2 \max}$), sunt sau incomplet utilizate ($T_2 < T_{2 \max}$) sau pot fi depășite ($T_2 > T_{2 \max}$), fapt ce conduce la apariția patinării.

Aceste carențe, însoțite de diminuarea durabilității elementului intermediar, de încărcarea peste necesități, o bună parte a timpului de funcționare, a componentelor transmisiei, de necesitatea corectării periodice a tensionării, nu întotdeauna pot suplini simplitatea constructivă și relativa siguranță a funcționării transmisiei.

În vederea întinderii curelei la STP se folosesc procedeele:

- prin role de întindere, acționate de o greutate sau un arc ($a = \text{const}; L_p = \text{var}$);
- prin elasticitatea curelei ($a; L_p = \text{const.}$);
- prin deplasarea/bascularea motorului ($a \wedge L_p = \text{var.}$).

În componența celei de a doua categorii intră dispozitivele, care asigură tensionarea transmisiei pe care o echează cu un efort inițial convențional, variabil și proporțional ca intensitate cu valoarea momentană a momentului de torsiune rezistent.

$$\forall T_2 = \text{var.} \Leftrightarrow F_t = \text{var.} \exists F_0 = F_0^* = F_0^*(T_{2 \max}) = \text{var.}$$

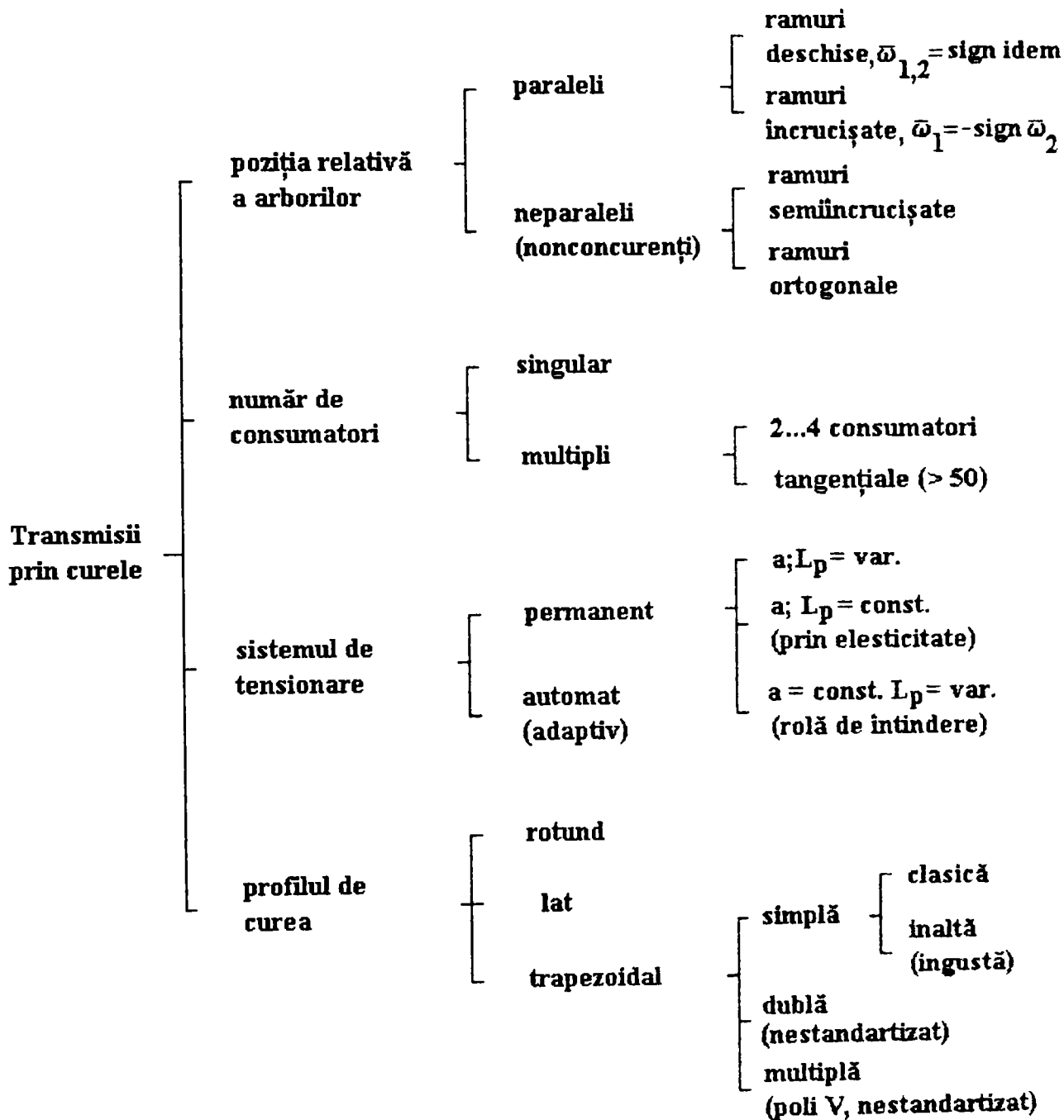


Figura 1.6

Clasificările transmisiilor prin curea

În această situație, carențele amintite anterior sunt integral eliminate, fapt ce ar justifica sporirea complexității constructive și, în consecință, un preț de cost mai

ridicat.

Claselor de sisteme STA le aparțin variantele:

-STA, comandată direct de momentul de torsiune rezistent (cu $a \wedge L_p = \text{var.}$ sau reactive);

-STA, comandată de momentul de torsiune rezistent (cu $a = \text{const.}$, $L = \text{var.}$, sau cu reacție inversă).

Clasificarea propusă include totalitatea soluțiilor constructive posibile de sisteme de tensionare.

După forma profilului elementului intermediar, transmisiile se pot clasifica:

Transmisii cu curele:

- rotunde;
- late;
- trapezoidale și derivate ale acestora.

1.6 Oscilațiile transmisiilor cu element flexibil

1.6.1. Oscilațiile roților de curea

Funcționarea în condiții reale a unei transmisii este perturbată de diferiți factori, care provoacă vibrația (oscilația) roților de curea și a ramurilor transmisiei (vibrația reazemelor, variația periodică a momentelor motor și rezistent, etc.). Oscilațiile ce apar în transmisie, perturbă funcționarea acesteia, influențează negativ legătura motor-consumator și, în afară de aceasta, pot aduce la distrugerea rapidă a elementului flexibil (curelei).

Fiindcă eliminarea definitivă a acestor oscilații este practic imposibilă, apare necesitatea diminuării surselor generatoare de oscilații.

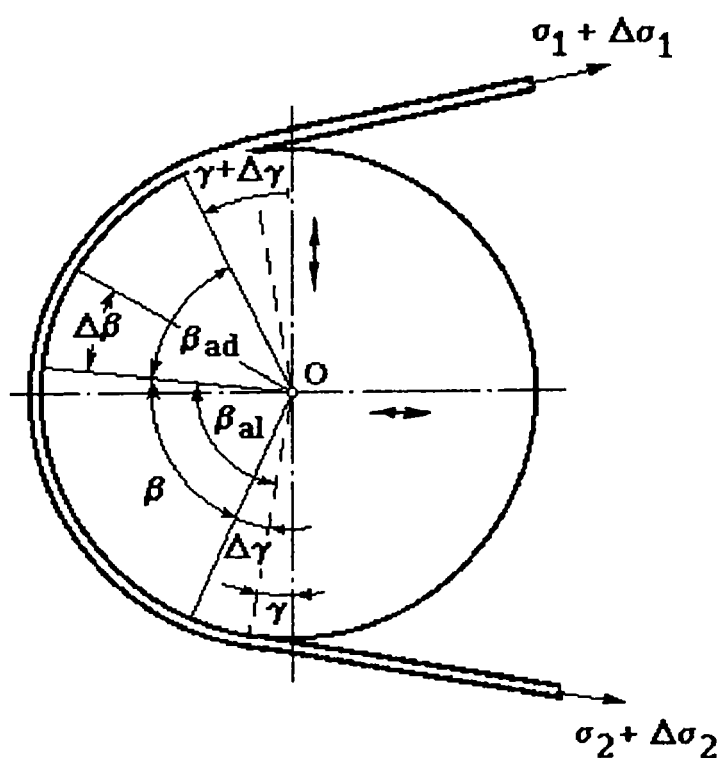


Figura 3.12
Modificarea unghiului de înfășurare odată
cu variația tensiunilor din ramuri

Apariția vibrațiilor, este condiționată / provocată de deplasările liniare și unghiulare ale roților de curea față de poziția pe care au ocupat-o la funcționarea în regim staționar. Datorită continuității elementului flexibil și a legăturilor prin frecare, odată cu vibrația roților de curea, încep să vibreze și ramurile transmisiei. Deoarece oscilațiile roților de curea provoacă vibrațiile ramurilor transmisiei, legile de mișcare (oscilație) ale primelor pot fi

considerate drept factori perturbatorii ce influențează vibrația ramurilor (le imprimă legea de mișcare). [S.5].

Odată cu deplasarea relativă a roților, teoretic, se vor modifica unghiurile de înfășurare ale curelei și valorile tensiunilor din ramuri (fără a ocoli zonele de alunecare și repaus).

Cum, datorită elasticității curelei, variația tensiunilor $\Delta\sigma_1$ și $\Delta\sigma_2$ nu este bruscă (în salt), pe arcul de înfășurare apare o porțiune de alunecare, în limitele căreia are loc stingerea creșterii de tensiune, ce a fost generată de oscilațiile roților și vibrațiile ramurilor.

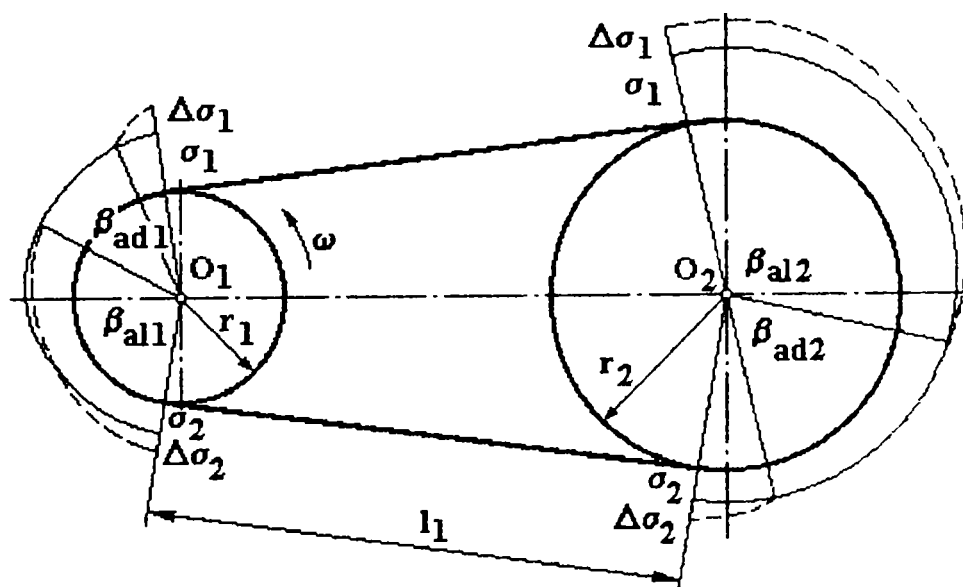


Figura 3.13

Variația tensiunilor pe arcele de alunecare

Prezintă interes cercetarea regimului tranzitoriu de lucru (de ex. pornirea (demararea motorului) sau trecerea de la o turație la alta a mașinii).

Pentru un regim tranzitoriu, în dependență de caracteristica motorului (dependența momentului motorului de viteza unghiulară a rotorului acestuia) sunt posibile regimuri instabile de lucru. Pentru acest caz, prezintă interes practic evidențierea regimurilor staționare stabilizate ale sistemului.

Complexitatea ecuațiilor de mișcare ale roților de curea este dependentă de ipotezele simplificatorii care se acceptă.

Pentru cazul particular, în care se are în vedere existența numai a oscilațiilor torsionale ale roților și se neglijează deplasările axiale ale acestora, ca fiind nule sau mici ($x_1 = y_1 = x_2 = y_2 = 0$), ecuațiile de mișcare au forma:

$$\begin{aligned} \ddot{\gamma}_1 + \alpha'_{11} \gamma_1 + \alpha'_{12} \gamma_2 - \Delta M_m &= 0; \\ \ddot{\gamma}_2 + \alpha'_{21} \gamma_1 + \alpha'_{22} \gamma_2 &= M_{2p}; \end{aligned} \quad (1.26)$$

în care:

$$\Delta M = \Delta M_m(\dot{\gamma});$$

$$\begin{aligned} \alpha'_{11} &= \frac{A_c r_1^2 a_4}{J_1}; & \alpha'_{12} &= -\frac{A_c r_1 r_2 a_4}{J_1}; \\ \alpha'_{21} &= -\frac{A_c r_2 r_1 a_4}{J_2}; & \alpha'_{22} &= \frac{c_2 + A_c r_2^2 a_4}{J_2}; \end{aligned}$$

J_1 - momentul de inerție al roții motoare și al rotorului motorului, redus în centrul roții motoare;

J_2 - momentul de inerție al roții conduse;

ΔM_m - variația momentului motor;

M_{2p} - momentul perturbator;

γ_1 și γ_2 - unghiurile de rotire în raport cu poziția pe care o ocupă transmisia în regimul staționar;

x_1 ; y_1 și x_2 ; y_2 - coordonatele centrelor de greutate ale roților într-un moment arbitrar de timp;

r_1 și r_2 - razele roților de curea;

a_i - coeficientul creșterii tensiunii, dependente de deplasarea roții de curea;

c_i - rigiditatea arborilor la răsucire.

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{l_1}{E} + \frac{r_2}{\mu_0 E} \frac{1 - e^{\mu_0 \beta a_1}}{e^{\mu_0 \beta a_1}}; & a_2 &= \frac{l_1}{E} + \frac{r_1}{\mu_0 E} (e^{\mu_0 \beta a_1} - 1); \\ a_3 &= \frac{a_2 - a_1}{a_2 a_1}; & a_4 &= \frac{a_1 + a_2}{a_1 a_2}; \end{aligned}$$

μ_0 - valoarea experimentală a coeficientului de frecare.

Variația stării de tensiune din curea fiind:

$$\Delta \sigma_1 = \frac{\gamma_1 r_1}{a_1} - \frac{\gamma_2 r_2}{a_1}; \quad \Delta \sigma_2 = -\frac{\gamma_1 r_1}{a_2} + \frac{\gamma_2 r_2}{a_2}; \quad (1.27)$$

variațiile proiecțiilor reacțiilor pe arbore, după axele sistemului de referință, cu originea în centrul roții motoare sunt:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{x_1} = \Delta Q_{x_2} &= A_c(\delta'_3 \gamma_1 + \delta'_4 \gamma_2); \\ \Delta Q_{y_1} = \Delta Q_{y_2} &= A_c(\delta''_3 \gamma_1 + \delta''_4 \gamma_2).\end{aligned}\tag{1.28}$$

Variația momentului de torsiune, pe roțile motoare și condusă, devine:

$$\Delta M_i = A_c r_i (\delta_3 \gamma_1 + \delta_4 \gamma_2);\tag{1.29}$$

în care: (vezi fig.3.12):

$$\begin{aligned}\delta_1 &= -a_3 \cos \gamma; & \delta_2 &= -\delta_1; \\ \delta_3 &= -r_1 a_4; & \delta_4 &= -r_2 a_4;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\delta'_1 &= -a_4 \cos^2 \gamma; & \delta'_2 &= -\delta'_1; \\ \delta'_3 &= r_1 a_3 \cos \gamma; & \delta'_4 &= -r_2 a_3 \cos \gamma;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\delta''_1 &= -\delta_1 \sin \gamma; & \delta''_2 &= -\delta''_1; \\ \delta''_3 &= \delta_3 \sin \gamma; & \delta''_4 &= \delta_4 \sin \gamma.\end{aligned}$$

Dependent de alura funcției $\Delta M_m(\dot{\gamma})$ soluția sistemului de ecuații (1.26) poate fi atât stabilă, cât și instabilă.

1.6.2. Oscilațiile ramurilor transmisiei (elementului flexibil)

La funcționarea transmisiei se pot observa oscilații (vibrații transversale) ale ramurilor acesteia, care provoacă tensiuni dinamice suplimentare, fapt ce amplifică procesul de uzare a elementului flexibil.

Oscilațiile elementului flexibil sunt pronunțate în cazul existenței unei săgeți a ramurei conduse (ramura atârână). În acest caz amplitudinea oscilațiilor poate fi destul de mare. Caracterul oscilațiilor/vibrațiilor ramurilor transmisiei depinde de mișcarea roților de curea.

Cum masa elementului flexibil (în comparație cu masa roților) este mică, influența oscilațiilor acestuia asupra oscilațiilor roților poate fi neglijată, nu însă și invers.

În acest caz, în ramuri apar tensiunile suplimentare $\Delta\sigma_1$ și $\Delta\sigma_2$, variabile în timp, ce influențează caracterul de oscilație (vibrație) a ramurilor.

Analizând mișcarea elementului flexibil (fig.3.14) se pot obține următoarele relații în variabilele Euler:

$$m_{01} \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} - w_2 \frac{\partial \theta}{\partial t} + v \frac{\partial w_1}{\partial s} - \frac{vw_2}{\rho} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial \rho} \right) = F_{G\tau} + \frac{\partial F}{\partial s} ; \quad (1.30)$$

$$m_{01} \left(\frac{\partial w_2}{\partial t} + w_1 \frac{\partial \theta}{\partial t} + v \frac{\partial w_1}{\partial s} + \frac{vw_1}{\rho} + v \frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{v^2}{\rho} \right) = F_{Gv} + \frac{F}{\rho} ; \quad (1.31)$$

în care: w_1, w_2 - proiecțiile vitezei de oscilație după direcțiile tangentă și normală ale conturului transmisiei;

$F_{G\tau}, F_{Gv}$ - proiecțiile forțelor gravitaționale pe unitate de lungime;

ρ - raza de curbură a curelei;

m_{01} - masa unității de lungime a elementului flexibil.

Relațiile (1.30) și (1.31) sunt date de proiecțiile pe direcția tangentei și normalei la curbă, ce caracterizează poziția elementului flexibil. Versorii τ și v sunt îndreptați, respectiv, după tangenta și normala trajectoriei elementului flexibil.

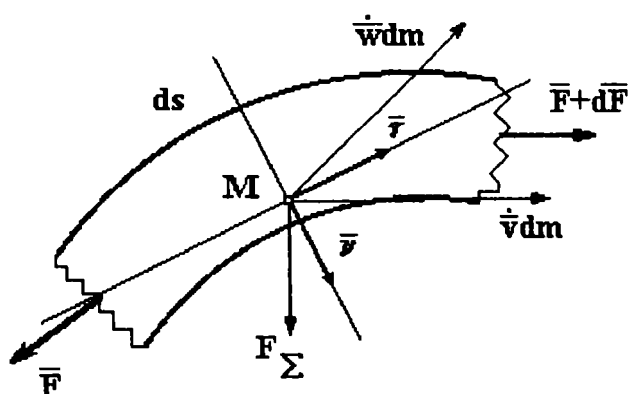


Figura 3.14
 Forțele ce acționează asupra elementului flexibil în mișcare

În cele ce urmează se neglijează întinderea suplimentară a elementului flexibil în timpul oscilațiilor, acceptându-se aproximația că viteza este constantă pe toată lungimea ramurii conduse. Suplimentar la ecuațiile mișcării (conform lui Resal H.), se asociază următoarele ecuații cinematice pentru elementul flexibil

[S.5]:

$$\frac{\partial w_1}{\partial s} - \frac{w_2}{\rho} = 0 ; \quad (1.32)$$

$$\frac{\partial w_2}{\partial s} + \frac{w_1}{\rho} = \frac{\partial \theta}{\partial t} . \quad (1.33)$$

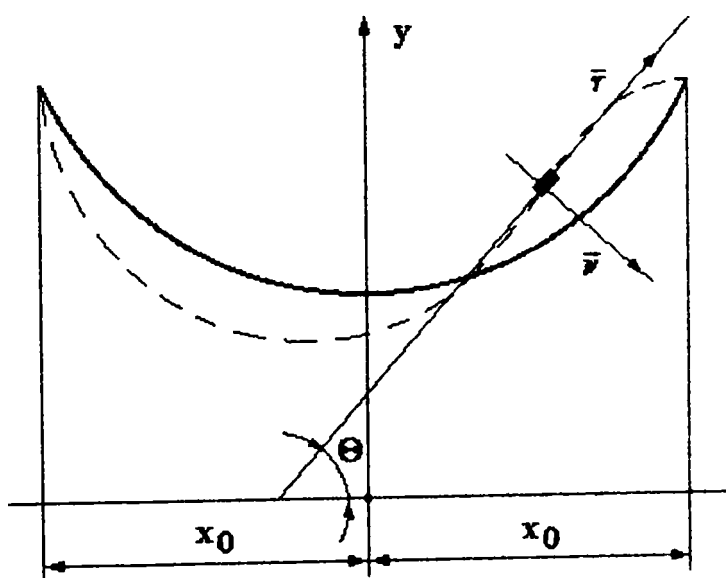


Figura 3.15

Din relațiile (1.30) și (1.31), pentru $w_1 = w_2 = \frac{\partial \theta}{\partial t} = 0$ se deduc ecuațiile mișcării staționare a elementului flexibil.

În ceea ce urmează, este important că tensionarea $F^* = F - m_{01}v^2$ satisface condițiile staticii, deci nu depinde de $m_{01}v^2$.

Ecuatiile micilor oscilații se pot obține, variind relațiile (1.30), (1.31), (1.32) și (3.91). Pentru $v = \text{const}$; $F_{Gr} = -m_{01}g \sin \gamma$; $F_{Gv} = -m_{01}g \cos \gamma$

$$m_{01} \left(\frac{\partial \Delta w_1}{\partial t} + v \frac{\partial \Delta w_1}{\partial s} - \frac{v \Delta w_2}{\rho} \right) = -m_{01}g \cos \gamma \Delta \theta + \frac{\partial \Delta F}{\partial s}; \quad (1.34)$$

$$m_{01} \left(\frac{\partial \Delta w_2}{\partial t} + v \frac{\partial \Delta w_2}{\partial s} + v \frac{\Delta w_1}{\rho} + v \frac{\partial \Delta \theta}{\partial t} \right) = m_{01}g \sin \gamma \Delta \theta + F^* \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s} + \frac{\Delta F}{\rho}; \quad (1.35)$$

$$\frac{\partial \Delta w_1}{\partial s} - \frac{\Delta w_2}{\rho} = 0; \quad (1.36)$$

$$\frac{\partial \Delta w_2}{\partial s} + \frac{\Delta w_1}{\rho} = \frac{\partial \Delta \theta}{\partial t}. \quad (1.37)$$

În cazul când săgeata de atârnamare sub greutate proprie a ramurii este mică, se poate admite că $\rho = \text{const}$; $F^* = \text{const}$; $\cos \gamma = 1$; $\sin \gamma \approx 0$ (unde pentru ρ , F^* , $\cos \gamma$; $\sin \gamma$ sunt acceptate valorile medii ale mărimilor respective).

Din relațiile (3.94), (3.95) putem deduce următoarele ecuații pentru Δw_1 și $\Delta \beta$:

$$\Delta w_1 = \frac{1}{\rho_0} \int_0^s \Delta w_2 ds; \quad (1.38)$$

$$\frac{\partial \Delta \theta}{\partial t} = \frac{\partial \Delta w_2}{\partial s} + \frac{1}{\rho^2} \int_0^s \Delta w_2 ds. \quad (1.39)$$

Eliminând consecutiv Δw_1 , $\Delta \beta$ și ΔF putem obține următoarele ecuații ale micilor oscilații a ramurilor, luând în considerare viteza mișcării longitudinale:

$$\begin{aligned} & m_{01} \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^2 \partial t^2} + 2m_{01}v \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^2 \partial t} + \frac{2m_{01}v}{\rho^2} \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t \partial s} - \\ & - F^* \frac{\Delta w_2}{\partial s^4} - \frac{F^*}{\rho^2} \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} - \frac{m_{01}}{\rho^2} \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t^2} - \\ & - \frac{m_{01}g}{\rho} \cos \gamma \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} - \frac{m_{01}g \cos \gamma}{\rho^3} \Delta w_2 = 0; \end{aligned} \quad (1.40)$$

Din relațiile mișcării staționare se poate obține următoarea relație pentru efortul F_c^* :

$$\bar{F}_c^* = \frac{c}{\cos \gamma}; \quad (1.41)$$

în care c - o constantă oarecare de integrare.

Constanta de integrare c este egală cu efortul în punctul cel mai de jos al ramurii (pentru $\beta = 0$, $c = F_c^*$).

Deoarece $\cos \gamma = \frac{dx}{ds}$; din sistemul de ecuații 2.17 a. b se poate obține ecuația diferențială a lăntișorului:

$$y'' = \frac{m_{01}g}{F_{0c}^*} \sqrt{1 + y'^2}.$$

Dacă acceptăm sistemul de coordonate reprezentat în fig.3.15, ecuația lăntișorului va avea forma:

$$y = a \operatorname{ch} \frac{x}{a}; \quad (1.42)$$

în care a are expresia:

$$a = \frac{F_{0c}^*}{m_{01}g}.$$

Valoarea efortului în punctul cel mai de jos se stabilește din condiția de lungime a ramurii

$$l = \int_{-x_0}^{x_0} \sqrt{1 + y'^2} dx. \quad (1.43)$$

După integrare vom avea:

$$\frac{l}{2} = a \operatorname{sh} \frac{x_0}{a};$$

sau

$$\frac{l}{2} = \frac{F_{0c}^*}{m_{01}g} \operatorname{sh} \frac{m_{01}g x_0}{F_{0c}^*}. \quad (1.44)$$

În timpul oscilațiilor transmisiilor prin curele (mai ales a celor cu curele trapezoidale), este importantă stabilitatea oscilațiilor în prezența vitezei pulsante a mișcării longitudinale. În acest caz, teoretic, este posibilă apariția fenomenului de rezonanță parametrică, deoarece ecuația de oscilație a elementului intermediar (flexibil) va avea coeficienți periodic variabili.

Pentru a deduce ecuațiile micilor oscilații ale elementului flexibil în prezența



vitezei pulsante a mișcării longitudinale, în relațiile (1.34) și (1.35) se acceptă faptul că viteza este o funcție de timp.

Aceste ecuații pot fi scrise sub forma:

$$m_{01} \left(\frac{\partial \Delta w_1}{\partial t} + v \frac{\partial \Delta w_1}{\partial s} - \frac{v \Delta w_2}{\rho} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) = -m_{01} g \cos \gamma \Delta \theta + \frac{\partial \Delta F}{\partial s}; \quad (1.45)$$

$$\begin{aligned} m_{01} \left(\frac{\partial \Delta w_2}{\partial t} + v \frac{\partial \Delta w_2}{\partial s} + v \frac{\Delta w_1}{\rho} + v^2 \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s} + v \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s} \right) = \\ = m_{01} g \sin \gamma \Delta \theta + F_0 \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s} + \frac{\Delta F}{\rho}. \end{aligned} \quad (1.46)$$

Deoarece $v = v_0 + \Delta v$, (v_0 - componenta permanentă a vitezei) componenta $v_0^2 \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s}$ se poate prezenta cu o bună aproximație, sub forma:

$$v_0^2 \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s} + 2v_0 \Delta v \frac{\partial \Delta \theta}{\partial s}. \quad (1.47)$$

Făcând media coeficienților după s și eliminând consecutiv ΔF , Δy și Δv , se obține ecuația diferențială:

$$\begin{aligned} m_{01} \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^2 \partial t^2} + 2m_{01} v_0 \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^2 \partial t} + \frac{2m_{01} v}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t \partial s} - F^* \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^4} - \\ - \frac{F^*}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} - \frac{m_{01}}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t^2} - \frac{gm_{01}}{\rho} \cdot \frac{\cos \gamma \partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} - \\ - \frac{m_{01} g \cos \gamma}{\rho^3} \Delta w_2 - 2m_{01} \frac{\partial^3 \Delta w_2}{\partial s^2} \cdot \frac{\partial \Delta v}{\partial t} + \frac{2m_{01}}{\rho^2} \cdot \frac{\partial \Delta w_2}{\partial s} \cdot \frac{\partial \Delta v}{\partial t} + \\ + 2m_{01} v_0 \Delta v \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^4} + \frac{2v_0 \Delta v}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} = 0. \end{aligned} \quad (1.48)$$

Limitându-se la o primă aproximație, se găsește rezolvarea ecuației (1.48) după metoda lui Galerkin, având pentru funcția Δw_2 expresia:

$$\Delta w_2 = f_1 \sin \frac{\pi s}{l}. \quad (1.49)$$

După executarea calculelor, se obține următoarea relație pentru determinarea funcției f_1 :

$$\ddot{f}_1 + (a - 2g\Delta v)f_1 = 0; \quad (1.50)$$

în care:

$$a = \frac{\left[\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \frac{1}{\rho^2} \right]}{\left[\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \frac{1}{\rho^2} \right]} \cdot \left[-\frac{g \cos \gamma}{\rho} + \frac{F^*}{m_{01}} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \right];$$

$$g = \frac{\left[\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \frac{1}{\rho^2} \right]}{\left[\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \frac{1}{\rho^2} \right]} v_0 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2$$

Pentru cazul când săgeata ramurii conduse este neglijabilă (foarte mică, ceea ce echivalează cu $\rho \approx \infty$) din relația (1.48) se poate obține o versiune simplificată a ecuației micilor oscilații referitor la mișcarea rectilinie.

$$\frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial t^2 \partial s^2} + 2v \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t \partial s} - F^* \frac{\partial^4 \Delta w_2}{\partial s^4} = 0. \quad (1.51)$$

Integrând ecuația (3.109) în raport cu s , vom avea:

$$\frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t^2 \partial s^2} + 2v \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial t \partial s} - \frac{F^*}{m_{01}} \cdot \frac{\partial^2 \Delta w_2}{\partial s^2} = 0. \quad (1.52)$$

Funcțiile de timp ce se obțin după două integrări consecutive sunt egale cu zero, deoarece asupra elementului flexibil nu acționează nici o forță exterioară distribuită. Astfel, pentru micile oscilații se poate accepta:

$$\Delta w_2 = \frac{\Delta y}{\Delta t}; \quad \text{și} \quad \partial s \approx dx;$$

și, prin urmare, se obține următoarea relație:

$$\frac{\partial^3 y}{\partial t^3} + 2v \frac{\partial^3 y}{\partial x \partial t^2} - \frac{F^*}{m_{01}} \cdot \frac{\partial^3 y}{\partial t \partial x^2} = 0. \quad (1.53)$$

Dacă viteza de deplasare v este constantă, atunci relația (1.53) poate fi integrată în raport cu timpul t , (egalând funcția de s cu zero)

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} - \frac{F^*}{m_{01}} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0. \quad (1.54)$$

Soluția ecuației (1.54) are forma:

$$y = f(x)e^{i\omega t}; \quad (1.55)$$

în care:

ω - un număr oarecare

$f(x)$ - funcția necunoscută a coordonatei x

în rezolvarea dată, se acceptă y ca fiind o funcție complexă de tipul:

$$y = y_1 + iy_2 \quad (1.56)$$

sau:

$$-\omega^2 f + 2v\omega i \frac{df}{dx} - F_k \frac{d^2 f}{dx^2} = 0 \quad (1.57)$$

sau

$$\frac{d^2 f}{dx^2} - \frac{2v\omega i}{F_k} \frac{df}{dx} + \frac{\omega^2 f}{F_k} = 0;$$

în care:

$$F_k = \frac{F^*}{m_{01}}$$

Relația (1.57) este o ecuație cu coeficienți constanți.

Ecuația caracteristică corespunzătoare are forma:

$$k^2 - a_1 i k + a_2 = 0; \quad (1.58)$$

unde:

$$a_1 = \frac{2v\omega}{F_k}; \quad a_2 = \frac{\omega^2}{F_k}.$$

Rădăcinile ecuației (1.58) sunt:

$$k_{1,2} = \frac{a_1 i \pm \sqrt{-a_1^2 - 4a_2}}{2}; \quad \text{sau} \quad (1.59)$$

$$k_{1,2} = \frac{i \left(a_1 \pm \sqrt{a_1^2 + 4a_2} \right)}{2}.$$

Prin rezolvarea ecuației (1.57) se obține:

$$f(x) + c_1 e^{k_1 x} + c_2 e^{k_2 x}; \quad (1.60)$$

(c_1 și c_2 - mărimi complexe)

Soluția (1.60) trebuie să satisfacă condițiile limită $f(x) \Big|_{\substack{x=0 \\ y=0}} = 0$; ceea ce

conduce la relația:

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 \\ e^{k_1 l} & e^{k_2 l} \end{vmatrix} = 0 ; \quad (1.61)$$

sau

$$e^{(k_2 - k_1)l} = 1. \quad (1.62)$$

Condiția (1.62) este îndeplinită pentru:

$$(k_2 - k_1)l = 2\pi n i ; \quad (1.63)$$

în care n este număr întreg.

Din relația (1.63) se pot obține valorile frecvențelor proprii a oscilațiilor ramurii transmisiei:

$$v_{tr} = \frac{\frac{\pi n}{l}}{\sqrt{\frac{1}{F_k} + \frac{v^2}{F_k^2}}} . \quad (1.64)$$

Din (1.64) rezultă, că odată cu mărirea vitezei mișcării longitudinale, frecvențele se micșorează.

În cazul oscilațiilor roților transmisiei, efortul F^* se va modifica cu mărirea $A_c \Delta \sigma_1$ pentru ramura conducătoare și cu $A_c \Delta \sigma_2$ pentru cea condusă.

Variațiile tensiunilor sunt influențate de caracterul oscilațiilor roților de curea.

În cazul când oscilațiile acestora sunt stabilizate, $\Delta \sigma_1$ și $\Delta \sigma_2$ sunt funcții periodice. Luând în considerare variația eforturilor, ecuația micilor oscilații ale ramurii va avea forma:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 y}{\partial t \partial x} - (F_i + \Delta F_i) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0 ; \quad (1.65)$$

unde:

$$\Delta F_i = \frac{A_c \Delta \sigma_i}{m_{01}} ;$$

($\Delta \sigma_i$ - variația tensiunii în ramurile conducătoare și condusă).

Utilizând metoda Galerkin pentru rezolvarea (1.65), $y = \sin \frac{\pi \rho}{l} f_1(t)$, se obține ecuația pentru determinarea funcției $f_1(t)$, limitându-se numai la o primă aproximație (pentru $i = 1$):

$$f_1(t) + (F_k + \Delta F_k) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 f_1 = 0 ; \quad (1.66)$$

(astfel cercetarea oscilațiilor se reduce la rezolvarea ecuației de tip Mathieu).

Pentru regimul stabilizat de oscilație a ramurilor, analizând numai comportamentul ramurei conducătoare, variația ΔF_k poate fi scrisă:

$$\Delta F_k = A_c \frac{\Delta \sigma_{10}}{m_{01}} \sin kt ; \quad (1.67)$$

în care:

k - frecvența forței exterioare periodice, perturbatoare;

σ_{10} - amplituda tensiunilor dinamice pentru oscilațiile stabilizate.

Acceptând $kt = 2\tau$, relația (1.66) poate fi scrisă sub forma:

$$f_1(\tau) + (a + 2q \sin 2\tau) f_1(\tau) = 0 ; \quad (1.68)$$

în care:

$$a = \frac{4F_k}{k^2} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2, \quad 2q = \frac{4A_c \Delta \sigma_{10}}{k^2 m_{01}} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2$$

Calculând coeficienții a și q , se poate determina dacă micile oscilații ale ramurii sunt stabile sau nu, după cum punctul de coordonate $(a; q)$ se găsește sau nu în domeniul stabil de funcționare.

1.7 Etapele principale în perfecționarea transmisiei

Transmisia prin curele este un mecanism care servește la transmiterea energiei mecanice de la un arbore motor la unul condus, folosind ca element intermediar real elastic și flexibil - cureaua, înfășurată peste două sau mai multe roți de curea.

Roțile se curea sunt prevăzute cu:

- a) Un butuc calat pe arbore;
- b) Spițe (brațe) sau un disc care leagă coroana cu butucul;
- c) Coroană (obadă), a cărei suprafață activă este adaptată la forma curelei.

Se vede, deci, că partea specifică a roții de curea este coroana, care prin dimensiuni și formă conține informația caracteristică.

La construcția roților de curea se urmărește omogenitatea materialului, minimizarea și repartiția uniformă radială și transversală a maselor, tensiuni interne minime, abateri reduse de formă și poziție în vederea reducerii tensiunilor suplimentare și a bătăilor frontale sau radiale [H1]. O atenție specială trebuie acordată asigurării unei grosimi constante a coroanei pentru a evita producerea în arbore a solicitării suplimentare de încovoiere datorită forțelor centrifuge, care pot produce vibrații de încovoiere.

Ca material pentru roțile de curea se preferă metalele (aliaje FeC), fără a ocoli aliajele din metale ușoare și unele materiale plastice (la aparatele și mecanismele pentru uzul casnic și tehnica instrumentală). Pentru a facilita turnarea, transportul și montarea roților de diametre mari, acestea se pot executa din două bucăți, îmbinate cu șuruburi sau cu inele și eclise fretate. Roțile de transmisie de dimensiuni mici se execută dintr-o singură bucată.

Pentru a asigura centrarea curelei late pe mijlocul suprafeței active a coroanei, acestea se execută cu bombaj (proporțional cu d_p sau B).

Centrarea curelei cu ajutorul bombajului se datorează diferitelor valori ale tensiunilor ce apar în curea în urma tensionării, ele fiind minime la marginea curelei și maxime spre mijlocul ei. Rezultanta acestor forțe este astfel orientată, încât tinde să centreze cureaua.

Cercetările au arătat că mărimea bombajului optim depinde nu numai de elementele geometrice ale roților, ci și de materialul și contextura curelelor.

În cazul transmisiilor cu axe verticale, bombajul se ia mai mare: $y_1 = (0,75...1\%)B$, (B -lățimea roții) - la roata condusă. Odată cu creșterea raportului de transmitere, crește și mărimea bombajului.

Coroana roților de curea se execută cu o rezervă de rigidizare în planul spițelor, care contribuie la răcirea mai uniformă a pieselor turnate și la micșorarea tensiunilor remanente [R1].

Spițele roților pot avea forma unui trunchi de con eliptic, sub formă de țevi, benzi îndoite sau elemente ștanțate.

Roțile cu lățimea $B \leq 300$ mm se execută cu un rând de spițe, iar cele mai late - cu două. Secțiunea eliptică alungită în planul de rotație (al spițelor) este favorabilă din punctul de vedere al reducerii pierderilor aerodinamice și poate fi variabilă pe lungimea acestora; dimensiunile secțiunii la obadă fiind mai mici decât la butuc, astfel forma spițelor fiind un trunchi de con eliptic - apropiindu-se de forma corpurilor de egală rezistență.

În cazul transmisiilor cu viteze periferice mari trebuie luat în considerare absorbția aerului în interstițiul sub forma de pană între curea și roată (în zona de atac a curelei pe roată). Acest fenomen micșorează aderența curelei la suprafața activă a roții. Tendința de evitare a acestui neajuns a adus la unele soluții constructive speciale cum ar fi [D4]:

- a). suprafața activă a roții de curea este înzestrată cu caneluri inelare de mică adâncime - pentru dirijarea aerului ce nimerește sub curea;
- b). pe suprafața activă a coroanei se execută adâncituri sferice, în scopul măririi aderenței, prin vidul care apare la înlăturarea rapidă a aerului din cavitate;
- c). depresiunea dintre curea și roată se formează de o paletă specială montată

în roata de curea (pompare centrifugal-radială), aerul de sub curea fiind aspirat prin canale speciale, ce comunică cu suprafața activă a roții și este dirijat înspre exterior de paletă.

Pentru a asigura funcționarea normală a transmisiilor, roțile de curea trebuie echilibrate.

Pentru $v \leq 25$ m/s - se va executa o echilibrare statică;

Pentru $v > 25$ m/s și $B/D > 0,25$ - roțile se vor supune unei echilibrări dinamice.

Dezechilibrarea maximă admisă: 0,03 mNm/kg masă de roată de curea.

* * *

Elementul principal al transmisiei este cureaua.

Materialele de curea trebuie să satisfacă următoarele condiții:

- rezistență mare la uzură și la oboseală;
- coeficientul de frecare (μ) - mare în pereche cu materialul roții;
- modul de elasticitate la întindere - mare, fapt ce asigură deformații reduse;
- modul de elasticitate la încovoiere - scăzut (flexibilitate mare a curelei);
- deformații plastice mici, chiar și la sollicitări ridicate/înalte;
- protecție antistatică (non-electrostatic) [H1, M2, N1].
- densitate mică, forțe centrifuge reduse și comportament favorabil la vibrații;

În evoluția transmisiilor prin curele, materialul elementului intermediar poate fi privit ca factor de progres, înlocuindu-se succesiv pielea, textilele țesute și împregnate sau cauciucate prin materiale plastice (nu stratificate) și chiar oțelul (benzi).

O curea modernă cu profil dreptunghiular are în compoziția sa următoarele elemente:

- matricea sau stratul de rezistență;

- elemente de fricțiune;
- elemente de protecție.

Combinând proprietățile de rezistență și de fricțiune ale diferitelor materiale (plastice, cauciuc, piele, împletituri din fibre naturale, etc.) s-a realizat cureaua compozită, care este rezistentă și insensibilă la produse petroliere, permite viteze periferice mari, este foarte flexibilă, permite transmiterea puterii cu oscilații transversale minime, este antielectrostatică, nu prezintă deformații plastice (permanente), are durabilitate mare la oboseală și la uzare, este insensibilă la umiditate.

Acest tip de curele se prevede, practic, fără restricții, pentru transmisiile de putere, indiferent de poziția relativă a arborilor, numărul consumatorilor și conturul transmisiei. Utilizându-se astfel de curele se pot atinge parametrii [R2, R3]:

$$P \leq 5 \cdot 10^3 \text{ kW}; \quad v \leq 120 \text{ m/s} \quad \text{și o frecvență a flexiunilor } f_x < (70 \dots 100) \text{ Hz.}$$

Densitatea relativ redusă a materialelor [S.6] din care sunt confecționate curelele conduce la diminuarea forțelor de inerție și centrifuge ce apar în timpul funcționării transmisiei, la scăderea tensiunilor de încovoiere în timpul înfășurării pe roată, drept urmare a grosimii neînsemnate a curelei. Randamentul sporit al transmisiilor ce utilizează soluția multistrat este atribuit descreșterii pierderilor prin histereză și prin alunecare elastică. Soluția multistrat permite înfășurarea curelei pe diametre minime de roată ($d_1/h = 20 \dots 25$).

Curele moderne cu strat de tracțiune din fibre de poliamidă se pot confecționa în orice lungime și în lățimi până la 1200 mm, atât fără fine, cât și cu fine. Aceste curele se pot prelungi, scurta sau repara. Zona de îmbinare posedă o rezistență la tracțiune minimă de aproximativ 90% din rezistența curelei.

O analiză complexă, efectuată prin compararea simultană a mai multor criterii obiective și anume: capacitatea de tracțiune, randamentul transmisiei, încărcarea arborilor, durabilitatea la oboseală și la uzură, gabaritul radial și cel axial și complexitatea constructivă, conduce la concluzia unei superiorități evidente a curelei multistrat, față de profilul trapezoidal [H.1].

II

BAZELE TEORETICE ALE FENOMENULUI TRANSMITERII DE PUTERE

2.1 Mișcarea staționară a elementului real flexibil și extensibil denumit curea

Examinarea teoretică a funcționării transmisiilor prin curele întâmpină reale dificultăți metodice, care sunt cauzate de arhitectura transmisiei, sistemul de tensionare, natura procesului de frecare, de structura și comportamentul reologic al materialului, curelei.

Funcționarea transmisiilor cu element flexibil și extensibil poate fi descrisă teoretic, prin metodele specifice mecanicii firului (transmisie de referință cu curea lată, arborii paraleli în plan orizontal, ramuri deschise, $i = 1$, $\beta_1 = \beta_2 = \pi$ [rad.], profil de curea și $d_{p1,2}$ invariabile, tensionată permanent prin deplasarea / bascularea motorului (a și $L_p = \text{var.}$)).

Cureaua, înfășurată pretensionat pe două sau mai multe roți se reduce la axa sa neutră și devine echivalentă unui fir real (corp monodimensional, ponderabil și extensibil, perfect flexibil și tordabil).

Se consideră mișcarea staționară în câmp gravitațional a unui element infinit mic tensionat la extremități, rezemat pe o suprafață cilindrică aspră, aflat în rotație uniformă (fig. 2.1).

Asupra elementului de fir, de lungime ds acționează forța masică elementară ($\bar{a}dm$), forțele de legătură gravitaționale și rezistența elementară, opusă de mediu la înaintare ($d\bar{F}_z$).

Mișcarea curelei conform acestui model fizic este descrisă, în primă analiză, prin sistemul de ecuații diferențiale:

$$\begin{cases} \overline{adm} = d\overline{F} + d\overline{F}_\Sigma \\ \text{div } \overline{v} = \frac{v}{f} \frac{\partial f}{\partial s} \end{cases} \quad (2.1.a, b)$$

în care: prin f s-a notat funcția de elasticitate numită și “invariantul Kretz”.

$$f = 1 + \varepsilon_t = 1 + \frac{F}{E_t A_c} \quad (2.2)$$

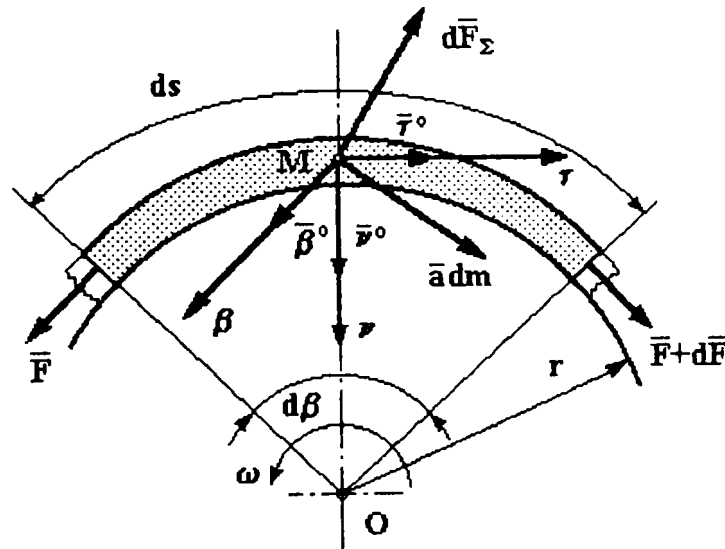


Figura 2.1

Proiecțiile ecuației vectoriale (2.1 a) pe axele intrinseci (naturale - cu versorii $\overline{\tau}^0$ și \overline{v}^0) ale elementului de fir sunt:

$$\begin{aligned} d\overline{F} &= \frac{\partial}{\partial s} (F \overline{\tau}^0) ds = \left(\frac{\partial F}{\partial s} \overline{\tau}^0 + \frac{F}{r} \overline{v}^0 \right) ds \\ d\overline{F}_\Sigma &= \frac{\partial}{\partial s} (F_\Sigma \overline{\tau}^0) ds = \left(\frac{\partial F_\Sigma}{\partial s} \overline{\tau}^0 + \frac{\partial F_\Sigma}{\partial s} \overline{v}^0 \right) ds = (F_{\Sigma\tau} \cdot \overline{\tau}^0 + F_{\Sigma v} \cdot \overline{v}^0) ds \\ \overline{a} &= \frac{d\overline{v}}{dt} = v \frac{\partial}{\partial s} (v \cdot \overline{\tau}^0) = v \frac{\partial v}{\partial s} \overline{\tau}^0 + \frac{v^2}{r} \overline{v}^0 \end{aligned}$$

în consecință ecuația (2.1 a) se poate scrie sub forma:

$$v \left(\frac{\partial v}{\partial s} \overline{\tau}^0 + \frac{v^2}{r} \overline{v}^0 \right) dm = \left(\frac{\partial F}{\partial s} \overline{\tau}^0 + \frac{F}{r} \overline{v}^0 \right) ds + (F_{\Sigma\tau} \cdot \overline{\tau}^0 + F_{\Sigma v} \cdot \overline{v}^0) ds \quad (2.3)$$

Din condiția de conservare a masei firului înainte și după tensionare:

$$dm = m_{01} ds_0 = m_1 ds;$$

rezultă masa liniară a firului tensionat ca fiind:

$$m_1 = m_{01} \frac{ds_0}{ds} = \frac{m_{01}}{f}; \quad (2.4)$$

în care: m_{01} - masa unității de lungime a firului înainte de tensionare [kg/m].

Înmulțind ecuația (2.3) cu versorii direcțiilor τ și ν ale traiectoriei, rezultă ecuațiile scalare de echilibru:

$$\begin{cases} v \frac{\partial v}{\partial s} \cdot m_{01} ds_0 = \frac{\partial F}{\partial s} \cdot ds + F_{\Sigma\tau} \cdot ds \\ \frac{v^2}{r} \cdot m_{01} ds_0 = \frac{F}{r} ds - F_{\Sigma\nu} \cdot ds \end{cases} \quad (2.5. a, b)$$

Împărțind sistemul (2.5 a, b) cu ds , rezultă:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial s} + F_{\Sigma\tau} = m_{01} \cdot \frac{ds_0}{ds} \cdot v \frac{\partial v}{\partial s} \\ \frac{F}{r} - F_{\Sigma\nu} = m_{01} \frac{ds_0}{ds} \cdot \frac{v^2}{r} \end{cases} \quad (2.6. a, b)$$

Efectuând substituția (2.4) în sistemul (2.6 a, b) se obține:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial s} + F_{\Sigma\tau} = \frac{m_{01}}{f} \cdot v \frac{\partial v}{\partial s} \\ \frac{F}{r} - F_{\Sigma\nu} = \frac{m_{01}}{f} \cdot \frac{v^2}{r} \end{cases} \quad (2.7 a, b)$$

Determinarea necunoscutelor din sistemul (2.7 a, b) funcție de singura variabilă independentă ∂s impune introducerea unor legături suplimentare. Una din legături derivă din proprietatea de omogenitate în lungime a firului (2.4):

$$\begin{aligned} \frac{d(dm)}{dt} &= \frac{d}{dt}(m_{01} ds_0) = m_{01} \frac{d}{dt}(ds_0) = m_{01} \frac{d}{dt} \left(\frac{ds}{f} \right) = 0 \\ \operatorname{div} \bar{v} &= \frac{d(ds)}{ds dt} = \frac{1}{f} \cdot \frac{\partial f}{\partial t} + \frac{v}{f} \frac{\partial f}{\partial s}; \end{aligned} \quad (2.8 a, b)$$

Deoarece pentru mișcarea staționară ($\omega = \text{constant}$)

$$\frac{\partial f}{\partial t} = 0,$$

rezultă:

$$\operatorname{div} \bar{v} = \frac{d(ds)}{dsdt} = \frac{\partial v}{\partial s} = \frac{v}{f} \cdot \frac{\partial f}{\partial s}; \quad (2.9)$$

și în consecință

$$\frac{1}{v} \frac{\partial v}{\partial s} = \frac{1}{f} \cdot \frac{\partial f}{\partial s}. \quad (2.10)$$

Având în vedere cele de mai sus, sistemul (2.7 a, b) devine:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial s} + F_{\Sigma\tau} = \frac{m_{01}}{f} \cdot v \cdot \frac{\partial f}{\partial s} \\ \frac{F}{r} - F_{\Sigma v} = \frac{m_{01}}{f} \cdot \frac{v^2}{r} \end{cases} \quad (2.11 \text{ a, b})$$

Se introduce schimbarea de funcție

$$F^* = F - \frac{m_{01}}{f} v^2 = F - F_m; \quad (2.11 \text{ c})$$

a cărei derivată în raport cu ∂s va fi:

$$\frac{\partial F^*}{\partial s} = \frac{\partial F}{\partial s} - \frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{m_{01}}{f} \cdot v^2 \right) = \frac{\partial F}{\partial s} - \frac{m_{01}}{f} \cdot 2v \frac{\partial v}{\partial s} + m_{01} \cdot \frac{v^2}{f^2} \cdot \frac{\partial f}{\partial s}. \quad (2.12)$$

Se constată că cel de-al treilea termen al relației (2.12) poate fi adus la forma [utilizând (2.10)]:

$$\begin{aligned} m_{01} \frac{v^2}{f^2} \frac{\partial f}{\partial s} &= m_{01} \frac{v^2}{f^2} \frac{f}{v} \frac{\partial v}{\partial s} = \frac{m_{01}}{f} v \frac{\partial v}{\partial s} \\ \text{din (2.10)} \quad \frac{\partial f}{\partial s} &= \frac{f}{v} \frac{\partial v}{\partial s} \end{aligned} \quad (2.13)$$

În consecință, relația (2.12) devine:

$$\frac{\partial F^*}{\partial s} = \frac{\partial F}{\partial s} - \frac{m_{01}}{f} \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial s}. \quad (2.14)$$

Sistemul (2.11.a, b) prin intermediul relației (2.10) poate fi adus la forma:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial s} - \frac{m_{01}}{f} \cdot v \cdot \frac{\partial v}{\partial s} = -F_{\Sigma\tau} \\ \frac{F}{r} - \frac{m_{01}}{f} \cdot \frac{v^2}{r} = F_{\Sigma v} \end{cases} \quad (2.15 \text{ a, b})$$

Înlocuind în (2.15 a, b) schimbarea de funcție (2.11.c) și derivata (2.14), obținem:

$$\begin{cases} \frac{\partial F^*}{\partial s} = -F_{\Sigma\tau} \\ \frac{F^*}{r} = F_{\Sigma\nu} \end{cases} \quad (2.16 \text{ a, b})$$

Neglijând rezistența mediului, opusă mișcării elementului de fir, componentele proiecțiilor pe axele sistemului de referință sunt: forța de frecare, respectiv reacțiunea normală a suprafeței active a roții.

$$F_{\Sigma\tau} = F_{fr} = \mu F_n$$

$$F_{\Sigma\nu} = F_n$$

Astfel sistemul (2.16 a, b) devine:

$$\begin{cases} \frac{\partial F^*}{\partial s} = -\mu F_n \\ \frac{F^*}{r} = F_n \end{cases} \quad (2.17 \text{ a, b})$$

Având în vedere că $\partial s = r\partial\beta$, în urma împărțirii relațiilor (2.17 a) și (2.17 b) rezultă:

$$\frac{\partial F^*}{F^*} = -\mu\partial\beta \quad (2.18)$$

Integrând relația (2.18) între limitele $\beta \in [0; \beta_m]$ (vezi fig.2.1.2) se obține soluția:

$$F_1^* = F_2^* \exp(\mu \beta_m) \quad (2.19)$$

în relația (2.19) prin $F_{1,2}^*$ s-a notat efortul activ din ramurile transmisiei, care reprezintă diferența dintre efortul efectiv din ramuri și efortul datorat forțelor centrifuge.

$$F_{1,2}^* = F_{1,2} - F_m = F - \frac{m_{01}}{f} v^2 \quad (2.20)$$

Întrucât ecuația (2.19) conține trei necunoscute (F_1^* ; F_2^* și β_m), cu condiția

acceptării valorii coeficientului de frecare μ , este necesar să se adauge încă două legături pentru a determina sistemul. Prima dintre acestea rezultă din condiția de echilibru a roții motoare (fig. 2.2):

$$F_1^* - F_2^* = F_t = \frac{2T_1}{d_{p1}} . \quad (2.21)$$

Cea de a doua legătură se obține evidențiind particularitățile sistemului de tensionare a transmisiei și va avea forma:

$$f(F_1^*, F_2^*, \beta_{al}) = 0 . \quad (2.22.a)$$

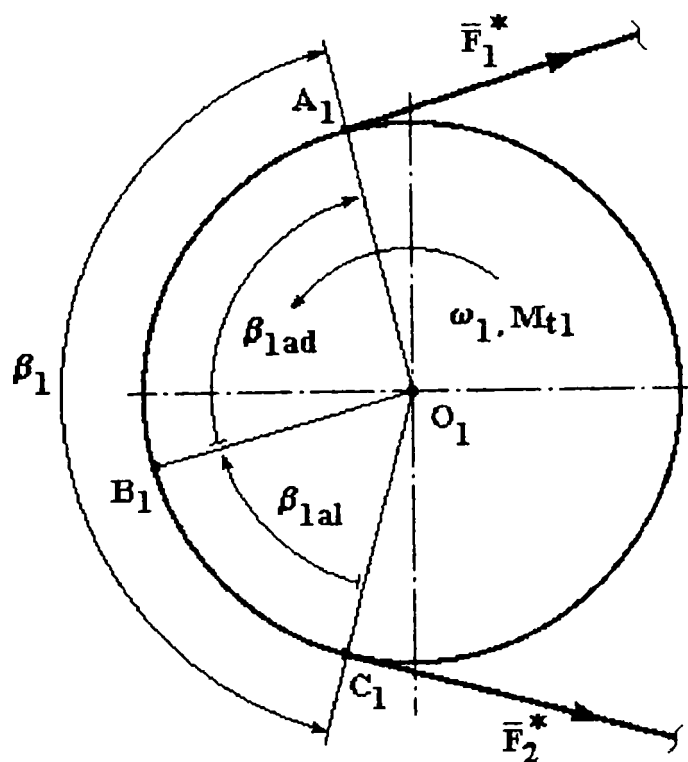


Figura 2.2

În acest context se introduce “invariantul GRASHOF” denumit curent “coeficient de tracțiune”

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} ; \quad (2.22.b)$$

care exprimă cota parte din efortul de tensionare, transformat prin frecarea euleriană, în forța tangențială utilă.

Relația formală (2.22 a) face legătura între efortul inițial F_0 , instalat prin

sistemul de tensionare și $F_{1,2}^*$ - eforturile active din ramuri.

Pentru variantele posibile ale sistemului de tensionare cu acțiune permanentă STP, funcția (2.22 a) are formele canonice:

- sistem de tensionare cu $a = \text{var.}$ (prin deplasarea/bascularea motorului)

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{2F_0} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{\exp(\mu\beta_{al}) + 1} \quad (2.22 \text{ c})$$

- sistem de tensionare cu rolă de întindere ($a = \text{const}$)

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{2F_0} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{2} \quad (2.22 \text{ d})$$

- tensionarea prin deformația elastică inițială a curelei (a și $L_p = \text{const}$):

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{C_{11}F_1^* + C_{22}F_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{2C_{21}} \quad (2.22 \text{ e})$$

unde coeficienții $C_{11} \dots C_{22}$ rezultă din studiul (analiza) invariabilității deformației curelei sub acțiunea tensiunii inițiale convenționale (σ_0^*), respectiv sub acțiunea tensiunilor active ($\sigma_{1,2}^*$; vezi cap.III).

În acest fel, pentru descrierea stării de efort din curea se utilizează sistemul de ecuații simultane:

$$\begin{cases} F_1^* = F_2^* \exp(\mu\beta_{al}) \\ F_1^* - F_2^* = F_t \\ f(F_1^*, F_2^*, F_0^*, \beta_{al}) = 0 \end{cases} \quad (2.23 \text{ a})$$

care conduce la soluțiile general valabile pentru “transmisia de referință”

$$F_1^* + F_2^* = 2F_0^*; \quad F_1^* = F_0^* + \frac{F_t}{2}; \quad F_2^* = F_0^* - \frac{F_t}{2};$$

$$\varphi = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{\exp(\mu\beta_{al}) + 1}$$

2.2 Fenomenul alunecării elastice

Interacțiunea fir-roată de curea apare ca efect al unei mișcări relative, denumită "alunecare elastică". Interpretarea efectului extensibilității la transmisiile cu element intermediar flexibil a fost evaluată încă de N. Petrov [S.5, P.1], care a precizat că elementul flexibil și extensibil acționează asupra roții prin frecare de alunecare, mărimea arcului de alunecare elastică variind funcție de cuplul rezistent între limitele $\beta_{al} \in [0; \beta]$.

Astfel, viteza elementului extensibil și flexibil variază pe conturul arcelor de înfășurare, dependent de mărimea eforturilor locale F și de modulul de elasticitate la întindere.

Integrând ecuația diferențială (2.1 b) în regim staționar pentru condițiile la limită ale mișcării ($v = v_{1,2}$; $f = f_{1,2}$), se obține legătura dintre viteza roții motoare și viteza locală a curelei:

$$\frac{v}{f} = \frac{v_1}{f_1} = \frac{v_2}{f_2} = \text{const.} \quad (2.24)$$

La funcționarea fără patinare, arcul de înfășurare prezintă două porțiuni (zone) distincte [J.1]:

- zona de repaus β_{ad} sau de contact aderent, în care starea de efort din element este invariabilă, iar punctele acestuia au viteza egală cu cea a roții;

- zona de alunecare elastică β_{al} , unde ia naștere reacțiunea de frecare și în care starea de efort din elementul flexibil variază exponențial, iar punctele acestuia au o mișcare relativă de alunecare în raport cu roata.

Aplicând relația (2.24) putem exprima calitativ și cantitativ influența alunecării elastice.

Astfel, pentru roata motoare, viteza de alunecare are valoarea:

$$v_{al,1,2} = v_1 - v_2 = v_1 \left(1 - \frac{f_1}{f_2} \right) = -v_1 \frac{F_1 - F_2}{E_t A_c \left(1 + \frac{F_2}{E_t A_c} \right)} = -v_1 \xi . \quad (2.25)$$

Așadar, ramura condusă părăsește roata motoare cu o viteză $v_2 < v_1$, iar sensul mișcării relative de alunecare pe arcul $\beta_{al,1}$ este invers în raport cu v_1 .

Pentru roata condusă:

$$v_{al,2,1} = v_2 - v_1 = v_1 \left(\frac{f_1}{f_2} - 1 \right) = v_1 \xi = -v_{al,1,2} ; \quad (2.26)$$

astfel, ramura motoare părăsește roata condusă cu o viteză $v_1 > v_2$, sensul mișcării relative de alunecare pe arcul $\beta_{al,2}$ fiind același cu al lui v_1 .

Când raportul de transmitere $i_{1,2} > 1$, arcele de repaus, cât și cele de aderență ale celor două roți sunt diferite ca valoare și au pozițiile conform fig. 2.3.

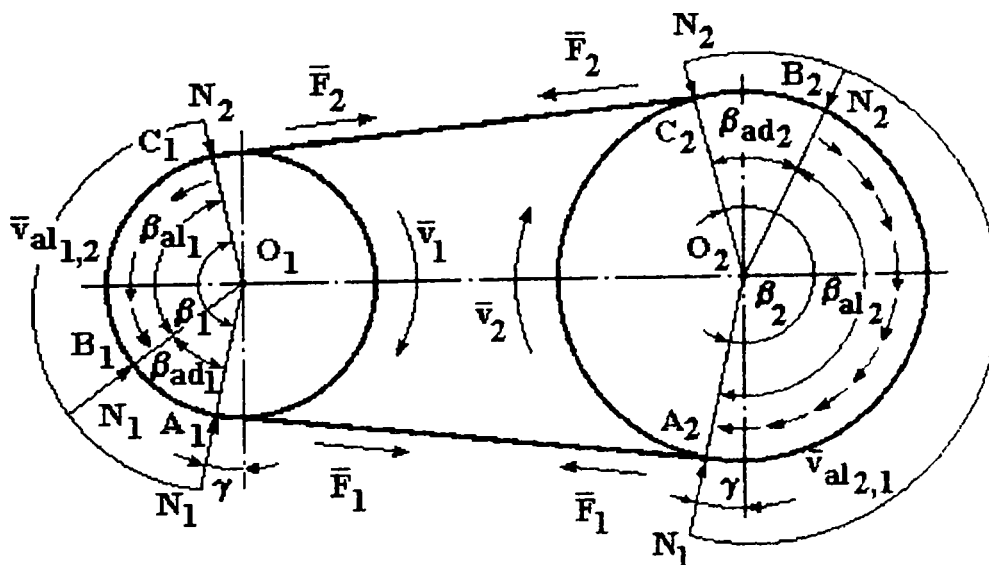


Figura 2.3

Pozițiile unghiurilor de alunecare și repaus pe roțile conducătoare și condusă

Viteza roții și a ramurei motoare este diferită de viteza roții și a

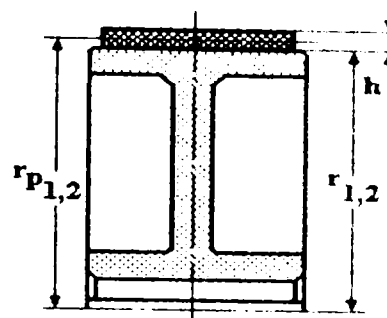
ramurei conduse, de aceea raportul real de transmitere diferă de cel geometric:

$$i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{1}{1-\xi}; \quad (2.27)$$

fiind influențat de extensibilitatea curelei.

$$r_{p1,2} = r_{1,2} + h/2 \cong r_{1,2}; \quad (2.28)$$

(întrucât $h/2 \ll r_{1,2}$)



În expresia (2.27) prin ξ s-a notat coeficientul de alunecare elastică, care are forma:

$$\xi = \frac{f_1 - f_2}{f_2} = \frac{F_1^* - F_2^*}{E_t A_c \left(1 + \frac{F_2^*}{E_t A_c} \right)} \approx \frac{F_t}{E_t A_c}. \quad (2.29)$$

În relația (2.29) s-a admis aproximația din partea dreaptă, deoarece $E_t A_c \gg F_2^*$;

Analizând relația (2.29) se observă că coeficientul ξ este direct proporțional cu cuplul transmis, de aceea raportul de transmitere real depinde de încărcarea transmisiei și singura soluție de care se dispune pentru a-l apropia de cel geometric constă în creșterea rigidității la întindere a curelei ($E_t A_c$).

Experimental, s-au obținut informațiile asupra fenomenului de alunecare elastică, dovedindu-se că la toate transmisiile prin curele, independent de natura materialului, coeficientul de alunecare elastică prezintă o variație tipică [H.1, G.4, L.1]. Relațiile (2.21...2.29) își pierd valabilitatea în zonele unde coexistă alunecare elastică și patinare ($\xi > \xi_{opt}$; $\varphi > \varphi_{opt}$).

Din fig. 2.4 se vede că momentul transmis, exprimat adimensional prin intermediul coeficientului de tracțiune $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$, crește liniar funcție de ξ până la valoarea φ_{opt} , după care creșterea devine exponențială, astfel încât arcul de alunecare tinde să egaleze arcul de înfășurare.

Atingerea acestei limite cauzează apariția patinării (oprirea roții conduse).

Dependențele $\xi = \xi(\varphi)$ și $\eta = \eta(\varphi)$ denumite "caracteristici de tracțiune" se stabilesc experimental prin menținerea invariabilă a:

- profilului de curea;
- materialului curelei;
- tensiunii inițiale σ_0 ;
- raportului de transmitere i , respectiv a arcelor de înfășurare $\beta_{1,2}$;
- vitezei medii a curelei v și a gradului de curbare $d_{p1,2}/h$ a curelei (pe arcele de înfășurare nu trebuie ignorat faptul că în primă ipoteză s-au acceptat coeficientul de frecare $\mu = \text{const}$ și modulul de elasticitate la întindere $E_t = \text{const.}$)

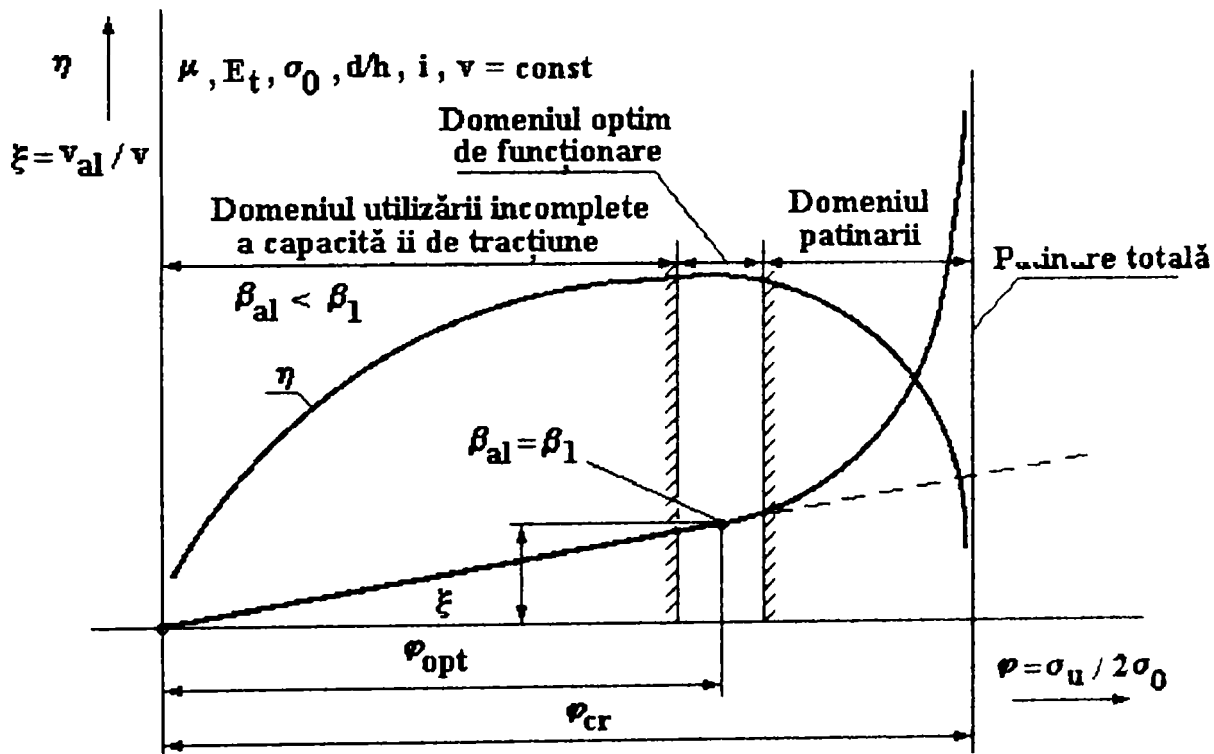


Figura 2.4
Caracteristica $\xi(\varphi)$

Stabilitatea funcțională a transmisiei se poate caracteriza prin raportul:

$\varphi_{opt} / \varphi_{cr}$ (dependent de tipul profilului de curea și de calitățile elastice ale curelei).

Capacitatea maximă de tracțiune a transmisiei, implicit randamentul său

maxim corespund perechii de valori optime (ξ_{opt} ; φ_{opt}).

Sub sau peste această limită, transmisia lucrează imperfect, fie datorită rezervelor neutilizate de tracțiune pe care le mai posedă, fie datorită pericolului de intrare în patinare (cu urmări defavorabile asupra randamentului transmisiei și a durabilității la uzare abrazivă a curelei).

Coordonatele (perechea de valori) optime (ξ_{opt} ; φ_{opt}) se localizează geometric în punctul de tangență (trecere) al dreptei de alunecare elastică cu porțiunea sa exponențială (coexistența alunecării elastice și a patinării).

Famiile de funcții $\xi(\varphi)$ și $\eta(\varphi)$ nu sunt încă descrise analitic. Toate cercetările întreprinse până în prezent au recurs la stabilirea lor experimentală, ca urmare a imperfecțiunilor conceptuale ale modelului fizic acceptat în § 2.1.

2.3 Eforturile și tensiunile pe conturul transmisiei - evaluarea cauzelor naturale de distrugere.

Eforturile din ramurile curelei încarcă arborii transmisiei cu o sarcină importantă.

Pe timpul funcționării transmisiei tensionate permanent există două stări caracteristice:

- repaus, v sau $\omega_{1,2} = 0$; $F_t = 0$; $T_{1,2} = 0$;

-funcționare: în gol, v sau $\omega_{1,2} \neq 0$; $F_t \cong 0$; $T_{1,2} \cong 0$;

 în sarcină, v sau $\omega_{1,2} \neq 0$; $F_t \neq 0$; $T_{1,2} \neq 0$.

Proiecțiile reacțiunii radiale pe un sistem ortogonal de axe, în cazul

$\beta_1 \leq \pi$ ($i \geq 1$) vor fi:

$$F_x = r_1 \int_0^{\beta_1} N \sin(\beta + \gamma) d\beta + r_2 \int_0^{\pi - (2\gamma + \beta_{r1})} N [\sin(\beta + \gamma) - \mu \cos(\beta + \gamma)] d\beta =$$

$$= (F_1^* + F_2^*) \sin \frac{\beta_1}{2} \quad (2.30)$$

$$F_y = -r_1 \int_0^{\beta_1} N \cos(\beta + \gamma) d\beta + r_2 \int_0^{\pi - (2\gamma + \beta_{r1})} N [\cos(\beta + \gamma) - \mu \sin(\beta + \gamma)] d\beta =$$

$$= (F_1^* - F_2^*) \cos \frac{\beta_1}{2} = F_t \cos \frac{\beta_1}{2}$$

Astfel, la funcționarea în sarcină, reacțiunea radială pe arbore are intensitatea și orientarea variabile cu cuplul transmis:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{F_1^{*2} + F_2^{*2} + 2F_1^* F_2^* \cos 2\gamma}$$

$$\theta = \arctg \frac{F_y}{F_x} = \arctg \left(\frac{F_t}{F_1^* + F_2^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} \right) \quad (2.31)$$

La funcționarea în gol, expresiile anterioare se simplifică, luând o formă comodă pentru calculul de proiectare:

$$F_{r0} = 2F_0^* \sin \frac{\beta_1}{2}; \quad \theta_0 = 0. \quad (2.32)$$

* * *

Starea de tensiune din curea se poate determina cu ajutorul eforturilor locale, raportate la aria totală (în cazul acceptării proprietății de omogenitate a materialului și a distribuției uniforme a efortului în secțiunea transversală (inexactă dar unanim admisă)).

$$\sigma_j = \frac{F_j}{A_c} ; \quad (2.33)$$

aria curelei fiind:

-pentru profil rotund: $A_c = \pi d_c^2 / 4;$

-pentru profil lat: $A_c = bh;$

-pentru profil trapezoidal; $A_c = h^2 \left[\frac{w_d}{h} - \left(1 - \frac{2b_{\max}}{h} \right) \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_c}{2} \right) \right].$

Relația (2.33) prezintă valorile particulare:

-tensiunea inițială $\sigma_0 = F_0 / A_c;$

-tensiunea efectivă și, respectiv, activă $\sigma_{1,2} = F_{1,2} / A_c; \quad \sigma_{1,2}^* = F_{1,2}^* / A_c;$

-tensiunea utilă $\sigma_u = F_t / A_c;$

-tensiunea masică $\sigma_m = F_m / A_c = \rho_0 v^2;$

referindu-se la efortul inițial F_0 ; la eforturile totale $F_{1,2}$ sau active $F_{1,2}^*$, la forța tangențială transmisă (utilă) F_t , sau la efortul produs de forțele centrifuge F_m , - în care ρ - densitatea materialului curelei.

Conform relației (2.17 b), presiunea ce acționează pe suprafețele în contact forțat, la extremitățile arcelor de înfășurare, pentru profilul lat este:

$$p_j = \sigma_j^* \frac{h}{r_{pj}} ; \quad (2.34)$$

unde: h - înălțimea curelei;

$r_{pj} = r_j + h/2;$ - raza primitivă a roții.

De-a lungul arcelor de înfășurare valorile extreme ale presiunii variază exponențial:

$$p_{1}^* / p_{2}^* = \sigma_{1}^* / \sigma_{2}^* = \exp(\mu \beta_{al}).$$

Tensiunile de încovoiere, ce apar la înfășurarea curelei pe roți, se pot determina, aproximativ, pornind de la ecuația fibrei medii deformate (relația Navier):

$$\frac{1}{\rho_c} \cong \frac{M_i}{E_i I_z}; \quad (2.35)$$

$$\frac{2}{d_{p1,2}} = \frac{\sigma_{i,2}}{E_i y_{\max}};$$

în care: ρ_c - raza de curbură a fibrelor medii (stratului neutru al curelei).

$E_i I_z = E_i W_z y_{\max}$ - rigiditatea la încovoiere a curelei

$$\sigma_{i,2} = \pm E_i \frac{2y_{\max}}{d_{p1,2}}; \quad (2.36)$$

în care $y_{\max} = 0,5 h$ - distanța dintre fibrele medii și fibrele cu alungire maximă.

Astfel, pentru curelele late:

$$\sigma_{i,2} = \frac{2E_i y_{\max}}{d_{p1,2}} = \frac{2E_i \frac{h}{2}}{d_{p1,2}} = \frac{E_i h}{d_{p1,2}}; \quad (2.37)$$

unde: h - grosimea stratului de rezistență a curelei.

La anumite soluții constructive (curele late, ramuri semiîncrucișate și încrucișate), trebuie luată în considerație și răsucirea curelei pe traseul ramurilor, care determină o sporire a tensiunii din acestea:

$$\sigma_{b1,2} \approx E_t \frac{b}{2a^2} d_{p2}. \quad (2.38)$$

în cazul ramurilor semiîncrucișate (dacă $a > 2d_{p2}$);

$$\sigma_{b1,2} \approx E_t \left(\frac{b}{a} \right)^2; \quad (2.39)$$

unde b - lățimea curelei,

în cazul ramurilor încrucișate.

Pentru un ciclu de funcționare, ce corespunde parcurgerii întregului contur al transmisiei, starea de tensiune din curea variază ciclic, conform fig. 2.5.

Maximele și minimele ale acesteia diferă în raport cu cuplul transmis,

ciclurile prezentând un grad de asimetrie pozitiv ($R_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma_{\min} > 0$).

În general, în calculele de dimensionare și verificare se lucrează cu tensiunea ce apare în ramura motoare, la angajarea curei pe roata de diametru minim [C2, H1, G4]

$$\sigma_{\max} = \sigma_1^* + \sigma_{i1} + \sigma_{b1} + \sigma_m \quad (2.40)$$

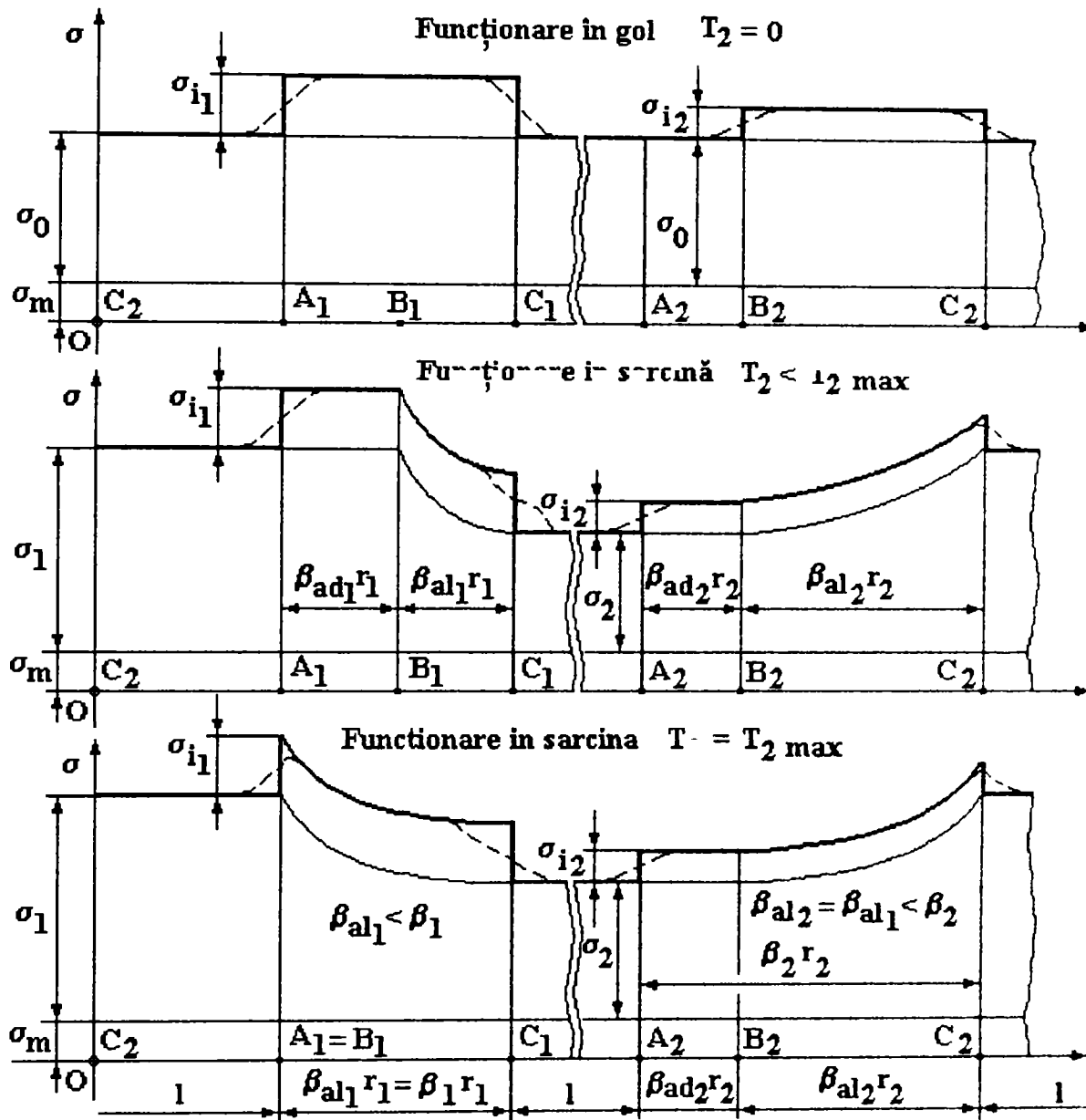


Figura 2.5

Variația stării de tensiune din curea

Tensiunea minimă se manifestă pe ramura condusă fiind:

$$\sigma_{\min}^* = \sigma_2^* + \sigma_m$$

Gradul de asimetrie al ciclului de solicitare are valoarea:

$$R_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \right)_{1,2} > 0$$

Deoarece elementul de minimă rezistență al unei transmisii cu element flexibil este cureaua, funcționarea acesteia va fi condiționată de avariile ultimei.

Cauzele firești de distrugere ale elementului flexibil sunt:

- ruperea prin solicitări la suprasarcini (la angajarea curelei pe roata motoare - σ_{\max});
- oboseala (cicluri variabile cu $R_{\sigma} > 0$);
- uzarea abrazivă.

Tensiunile maxime de întindere care cauzează ruperea curelei apar în zona de tangență dintre ramura motoare și roata motoare: $\sigma_{\max} \cong \sigma_0 + \sigma_u / 2 + \sigma_m + \sigma_{i1}$. În cazul unor suprasarcini necontrolate și de scurtă durată, pericolul ruperii curelei se agravează.

Pe conturul transmisiei, tensiunile de întindere variază ciclic, cu asimetrie pozitivă și constituie cauza determinantă de avarie prin oboseală. Spre deosebire de cazul materialelor metalice, pentru curele nu se poate defini limita de rezistență la oboseală ca asimptotă a curbei Wöhler. Prognoza durabilității la oboseală se raportează la o stare limită convențională ce corespunde la $N_b \cong 10^6$ cicluri [G.1].

Uzarea abrazivă a suprafețelor active a curelei este cauzată de contactul forțat alunecător dintre curea și roți, pe parcursul arcelor de înfășurare. Durabilitatea la uzarea abrazivă poate fi descrisă printr-o dependență exponențială între presiunea de contact p_{med} și drumul de alunecare s_{a1} .

Funcție de natura materialelor ce alcătuiesc cureaua și de condițiile funcționale, una dintre cele trei cauze de avarie poate avea rol preponderent.

III

CAPACITATEA DE TRACȚIUNE A TRANSMISIILOR PRIN CURELE

3.1 Sisteme de tensionare

Analogia aproximativă de comportament între elementul intermediar al unei transmisii prin curea și firul real, situat în echilibru pe o suprafață aspră în rotație uniformă, facilitează stabilirea sistemului de relații:

$$\forall \{\mu\beta_{al}\} \neq 0 \wedge \{\omega\} \neq 0 \exists F_1^* = F_2^* e^{\mu\beta_{al}} \wedge F_t = \frac{2T_{1,2}}{d_{1,2}} = F_1^* - F_2^* \quad (3.1)$$

prin intermediul cărora este posibilă descrierea parțială a funcționării în regim staționar a transmisiei.

Sistemul de relații (3.1) este general valabil pentru toate transmisiile prin curea, indiferent de tip, de profil și materialul curelei, sau de sistemul de tensionare cu care sunt echipate. Se observă, că rezolvarea prin intermediul său a problemei capacității de tracțiune este imposibilă, întrucât nici una din relațiile sale nu are în vedere particularitățile constructive sau de comportament ale sistemului de tensionare care asigură funcționarea transmisiei.

Analiza acestui aspect devine posibilă numai în situația în care relațiilor (3.1) li se asociază o legătură suplimentară de forma:

$$f(F_0^*; F_1^*; F_2^*) = 0 \quad (3.2)$$

dintre efortul inițial F_0^* și eforturile active $F_1, 2^*$ din ramuri, legătură menită să coreleze funcționarea în sarcină a transmisiei, cu modul concret în care se realizează tensionarea sa.

Deci, natura funcțională a transmisiilor prin frecare cu element flexibil, impune ca între suprafețele conjugat-active ale curelei și roților să se asigure un contact forțat.

Din punct de vedere funcțional se cunosc două clase principial distincte de dispozitive, prin intermediul cărora se realizează tensionarea transmisiilor prin curele:

1. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă (STP)
2. Sisteme de tensionare adaptive (cu acțiune reglată automat STA).

Primei categorii îi aparțin dispozitivele ce se caracterizează prin inducerea în ramurile transmisiei a unui efort inițial constant ca intensitate, de valoare corespunzătoare momentului de torsiune rezistent maxim:

$$\forall T_2 = \text{var} \Leftrightarrow F_t = \text{var} \exists F_0 \neq F_0^* = F_0^*(T_{2\max}) = \text{const} \quad (3.3)$$

Posibilitățile de tracțiune ale transmisiilor echipate cu STP, cu excepția perioadelor în care funcționarea are loc la încărcarea maximă ($T_2 = T_{2\max}$), sunt fie incomplet utilizate ($T_2 < T_{2\max}$), fie pot fi depășite ($T_2 > T_{2\max}$), fapt ce conduce la apariția fenomenului de patinare ($\omega_2 \rightarrow 0$).

Această carență, însoțită de diminuarea durabilității elementului intermediar, de tensionarea peste necesități, o bună parte a timpului de funcționare, a componentelor transmisiei nu pot suplini întotdeauna simplitatea constructivă și relativa siguranță a funcționării transmisiei.

În componenta celei de-a doua categorii intră dispozitivele care asigură tensionarea transmisiei pe care o echipează cu un efort inițial convențional, variabil și proporțional ca intensitate și cu valoarea momentană a momentului de torsiune rezistent:

$$T_2 = \text{var} \Leftrightarrow F_t = \text{var} \exists F_0^* = F_0^*(T_2) = \text{var}. \quad (3.3a)$$

În această situație, carențele amintite anterior, sunt cel puțin în parte eliminate, fapt ce ar justifica sporirea complexității constructive și în consecință, un preț de cost ridicat.

Claselor de sisteme de tensionare amintite anterior le aparțin o multitudine de variante constructive cu o aplicabilitate mai largă sau mai restrânsă.

În cadrul celor două sisteme de tensionare, se pot distinge următoarele alternative de bază pentru transmisiile prin curele:

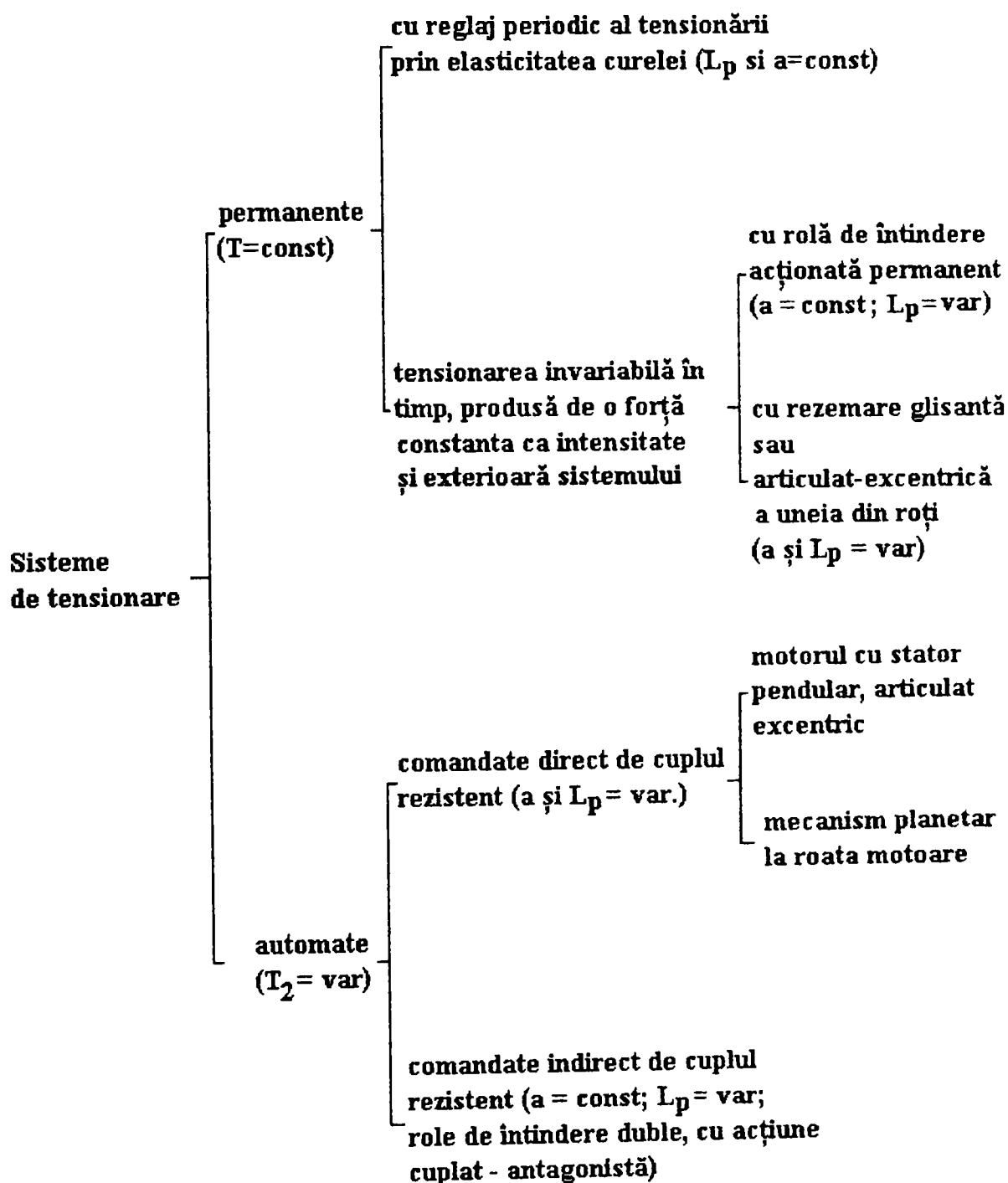


Figura 3.1

Clasificarea dată include totalitatea soluțiilor constructive posibile de sisteme de tensionare.

Noțiunea "capacitate de tracțiune" este definită/caracterizată prin cuplul și puterea transmise în condiții constructive și de funcționare bine precizate. Definierea acestei caracteristici necesită cunoașterea legăturii dintre reglajul tensionării și funcționarea în sarcină a transmisiei, implicit corelațiile dintre eforturile F_0 , F_1 , F_2 și viteza v a curelei.

Analiza acestui aspect va scoate în evidență diferențierile de comportament, precum și posibilitățile optime de exploatare ale sistemelor de tensionare menționate mai sus.

Pentru multitudinea de variante constructive, ce aparține claselor de sisteme de tensionare amintite anterior, cu o aplicabilitate mai largă sau mai restrânsă, apare necesitatea stabilirii unor criterii obiective de comparație, în vederea analizei eficienței și performanțelor acestora.

3.2 Transmisiile tensionate permanent

3.2.1 Transmisia cu distanța fixă între axe

La transmisiile cu $a \wedge L = \text{const.}$, tensionarea inițială se realizează în stare de repaus, după o prealabilă "scurtare" ΔL_p , cureaua montându-se forțat pe roți cu o lungire relativă împiedicată ε_0 , ce satisface condiția inițială:

$$F_0 = \varepsilon_0 E_t A_c = \frac{\Delta L_p}{L_p} E_t A_c; \quad F_0 = k_d \frac{P_1}{v} \frac{1}{2\varphi_{\text{opt}}} + m_{01} v^2. \quad (3.4)$$

Astfel, la funcționarea transmisiei, mărimea L_p rămâne practic invariabilă, sau mai precis, variația ΔL_p în legătură cu cedarea elastică a reazemelor și arborilor poate fi neglijată [S.5]. La funcționarea transmisiei trebuie să fie satisfăcută condiția:

$$\Delta L_p(\sigma_0) = \Delta L_p(\sigma_1, \sigma_2, v); \quad (3.5)$$

care va permite stabilirea legăturii dintre eforturile F_0 , F_1 și F_2 , pentru o anumită viteză a roții motoare v_1 .

Mărimea lungirii curelei, cauzată de tensiunea inițială va fi:

$$\Delta L_p(\sigma_0) = \frac{\sigma_0 L_p}{E_t}. \quad (3.6)$$

Aceeași mărime a lungirii elementului flexibil în timpul funcționării transmisiei poate fi exprimată prin σ_1 și σ_2 (pentru cazul când roata motoare are diametrul mai mic decât cea condusă):

$$\begin{aligned} \Delta L_p(\sigma_1, \sigma_2, v) = & \frac{\sigma_1}{E_t} \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{\sigma_2}{E_t} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \\ & + \frac{d_1}{2E_t} \int_0^{\beta_{al}} \sigma d\beta + \frac{d_2}{2E_t} \int_0^{\beta_{al}} \sigma d\beta \end{aligned} \quad (3.7)$$

în care prin l s-a notat lungimea ramurilor libere a curelei (v. fig.3.2)

În cele ce urmează s-au neglijat micromodificările geometrice, datorită ponderii lor foarte reduse.

Înlocuind în expresia (3.7) valoarea tensiunii (3.8):

$$\sigma_2 = (\sigma_1 - m_{o1}v^2) \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} + m_{o1}v^2; \quad (3.8)$$

avem:

$$\begin{aligned} \Delta L_p(\sigma_1, \sigma_2, v) &= \frac{\sigma_1}{E_t} \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{\sigma_2}{E_t} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \\ &+ \frac{d_1 + d_2}{2E_t} \int_0^{\beta_{al}} \left[(\sigma_1 - m_{o1}v^2) \frac{1}{e^{\mu\beta}} + m_{o1}v^2 \right] d\beta = \frac{\sigma_1}{E_t} \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \\ &+ \frac{\sigma_2}{E_t} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2E_t} (\sigma_1 - m_{o1}v^2) \int_0^{\beta_{al}} \frac{d\beta}{e^{\mu\beta}} + m_{o1}v^2 \int_0^{\beta_{al}} d\beta \end{aligned}$$

După integrare:

$$\begin{aligned} \Delta L(\sigma_1, \sigma_2, v) &= \frac{\sigma_1}{E_t} \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{\sigma_2}{E_t} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \\ &+ \frac{d_1 + d_2}{2E_t} (\sigma_1 - m_{o1}v^2) \cdot \left[\frac{1}{\mu} - \frac{1}{\mu e^{\mu\beta}} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2E_t} m_{o1}v^2 \beta_{al} = \\ &\frac{\sigma_1}{E_t} \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{\sigma_2}{E_t} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2E_t} \sigma_1 \frac{1}{\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) - \frac{d_1 + d_2}{2E_t} \cdot \\ &\cdot m_{o1}v^2 \frac{1}{\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) + \frac{d_1 + d_2}{2E_t} m_{o1}v^2 \beta_{al} \end{aligned} \quad (3.9)$$

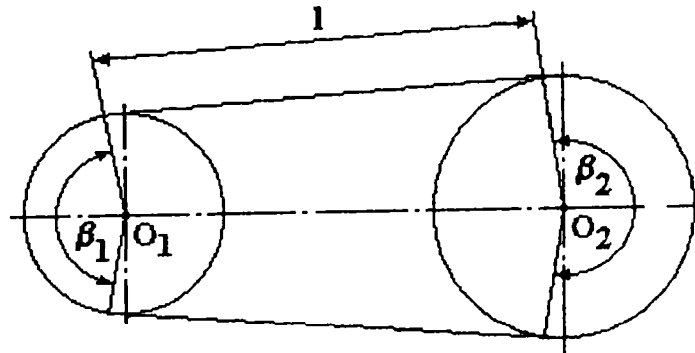


Figura 3.2

Egalând relațiile (3.6) cu (3.7)

$$\begin{aligned} \sigma_0 L_p &= \sigma_1 \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \sigma_2 \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} \sigma_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) - \\ &- \frac{d_1 + d_2}{2\mu} m_{o1}v^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) + \frac{d_1 + d_2}{2} m_{o1}v^2 \beta_{al}; \end{aligned} \quad (3.9 a)$$

și introducând substituția:

$$\sigma_2 = (\sigma_1 - m_{01}v^2) \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} + m_{01}v^2 ; \quad (3.10)$$

găsim că:

$$\begin{aligned} \sigma_0 L_p = \sigma_1 \left\{ \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) \right\} + \\ + m_{01}v^2 \left\{ \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} \right\} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Prin împărțirea ecuației (3.11) cu L_p , se obține:

$$\begin{aligned} \sigma_0 = \frac{\sigma_1}{L_p} \left\{ \left[1 + (\beta_1 - \beta_{al}) \frac{d_1}{2} \right] + \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) \right\} + \\ + \frac{m_{01}v^2}{L_p} \left\{ \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \left[1 + (\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2} \right] - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al}}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} \right\} \end{aligned} \quad (3.11 a)$$

Introducând substituțiile

$$\begin{aligned} C_{11} = \frac{1(e^{\mu\beta_{al}} + 1) + e^{\mu\beta_{al}} \cdot \frac{d_1}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) + \frac{d_2}{2}(\beta_2 - \beta_{al}) - \frac{d_1 + d_2}{2\mu}(e^{\mu\beta_{al}} - 1)}{L_p \cdot e^{\mu\beta_{al}}}; \\ C_{12} = \frac{1(e^{\mu\beta_{al}} - 1) + (e^{\mu\beta_{al}} - 1)(\beta_2 - \beta_{al}) \frac{d_2}{2}}{L_p \cdot e^{\mu\beta_{al}}} + \\ + \frac{\frac{d_1 + d_2}{2\mu}(e^{\mu\beta_{al}} - 1) + \frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} e^{\mu\beta_{al}}}{L_p \cdot e^{\mu\beta_{al}}} \end{aligned} \quad (3.12)$$

expresia (3.11 a) se aduce la forma simplă:

$$\sigma_0 = C_{11}\sigma_1 + C_{12}m_{01}v^2 . \quad (3.13)$$

Pornind de la relația (3.7), în care se înlocuiește:

$$\sigma_2 e^{\mu\beta_{al}} - m_{01}v^2 e^{\mu\beta_{al}} = \sigma_1 - m_{01}v^2 ;$$

se obține:

$$\begin{aligned} \sigma_0 L_p = \sigma_2 \left\{ e^{\mu\beta_{al}} \left[1 + \frac{d_1}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) \right] + \left[1 + \frac{d_2}{2}(\beta_2 - \beta_{al}) \right] + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} (e^{\mu\beta_{al}} - 1) \right\} + \\ + m_{01} v^2 \left\{ -e^{\mu\beta_{al}} \left[1 + \frac{d_2}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) \right] + \left[1 + \frac{d_2}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) \right] - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} (e^{\mu\beta_{al}} - 1) + \right. \\ \left. + \frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} \right\} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Procedând analog cazului precedent rezultă coeficienții:

$$\begin{aligned} C_{21} = \frac{(e^{\mu\beta_{al}} + 1) \left[1 + e^{\mu\beta_{al}} \frac{d_1}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) + \frac{d_2}{2}(\beta_2 - \beta_{al}) + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} (e^{\mu\beta_{al}} - 1) \right]}{L_p}; \\ C_{22} = \frac{(1 - e^{\mu\beta_{al}}) \left[1 + (1 - e^{\mu\beta_{al}}) \cdot \frac{d_1}{2}(\beta_1 - \beta_{al}) - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} (e^{\mu\beta_{al}} - 1) \right]}{L_p} + \\ + \frac{\frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al}}{L_p}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

ce conduc la expresia:

$$\sigma_0 = C_{21}\sigma_2 + C_{22}m_{01}v^2. \quad (3.16)$$

Deci, în final se poate scrie:

$$\begin{cases} \sigma_0 = C_{11}\sigma_1 + C_{12}m_{01}v^2 \\ \sigma_0 = C_{21}\sigma_2 + C_{22}m_{01}v^2 \end{cases} \quad (3.17)$$

Coeficienții adimensionali C_{11} , C_{12} , C_{21} și C_{22} exprimă condiția de invariabilitate a deformației elastice în starea de funcționare în gol (sau de repaus) și la funcționarea în sarcină a transmisiei.

Având în vedere relațiile (3.10) și (3.14):

$$\sigma_0 = \frac{C_{21}}{e^{\mu\beta_{al}}} \sigma_1 + m_{01} v^2 [C_{21} - C_{11} + C_{22}]. \quad (3.18)$$

Comparând relația (3.17) cu (3.18) rezultă:

$$C_{11} = \frac{C_{21}}{e^{\mu\beta_{al}}} \quad \text{și} \quad C_{12} = C_{21} - C_{11} + C_{22}. \quad (3.19)$$

Coeficienții menționați anterior au proprietățile:

$$C_{11} + C_{12} = 1 \quad \text{și} \quad C_{21} + C_{22} = 1; \quad (3.19 a)$$

care facilitează calculul lor.

Ținând seama de relațiile (3.17) , (3.18) și (3.19) coeficientul de tracțiune poate fi adus la forma:

$$\varphi = \frac{F_1^* - F_2^*}{2F_0} = \frac{\sigma_1^* - \sigma_2^*}{2\sigma_0} = \frac{e^{\mu\beta_a} - 1}{2C_{21}} \quad (3.20)$$

În cazul utilizării complete a capacității de transmitere:

$$\beta_{ad} \Rightarrow \beta_1, \text{ respectiv } \beta_{ad1} \Rightarrow 0 \text{ și } \beta_{ad2} = 2(\pi - \beta) \Rightarrow 4\gamma;$$

variația coeficienților adimensionali C_{ij} , este influențată în mod hotărâtor doar de mărimea coeficientului convențional de frecare μ și de distanța dintre axe a .

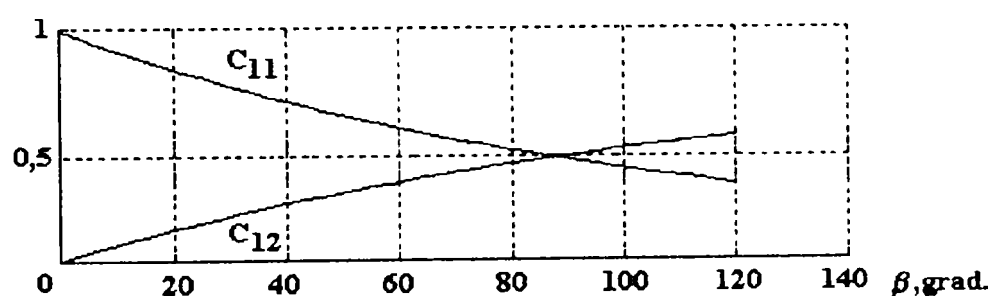


Figura 3.3

Valorile factorilor C_{11} și C_{12} funcție de β

Unghiul de înfășurare pe roata motoare (β_1) ca și raportul de transmitere (i) - parametri conținuți implicit în elementele geometrice ale transmisiei - intervin cu o pondere mai mică.

Funcționarea transmisiei cu $a = \text{const.}$ este complet determinată, dacă se asociază relațiile:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = e^{\mu\beta_a}; \quad F_t = F_1^* - F_2^*; \quad C_{11}F_1^* + C_{21}F_2^* = 2F_0; \quad (3.21)$$

formându-se astfel sistemul determinat de trei ecuații cu trei necunoscute.

În cele de mai sus s-a considerat că rigiditatea la încovoiere a arborilor este infinită, însă componenta de efort datorată forțelor centrifuge suferă modificări cantitative, deaceia se ia în considerație pe lângă elasticitatea curelei și cea a arborilor transmisiei.

3.2.2 Transmisia cu distanță variabilă între axe ($a \wedge L = \text{var.}$)

Tensionarea inițială \bar{F}_0 a elementului intermediar se realizează prin intermediul unei forțe exterioare \bar{F}_{ra} de intensitate și direcție invariabile, aplicată arborilor după linia centrelor. În timpul funcționării în sarcină a transmisiei, rezemarea alunecătoare (Fig. 3.4) sau basculantă a arborelui de comandă (de regulă arborele motorului) compensează deformația curelei.

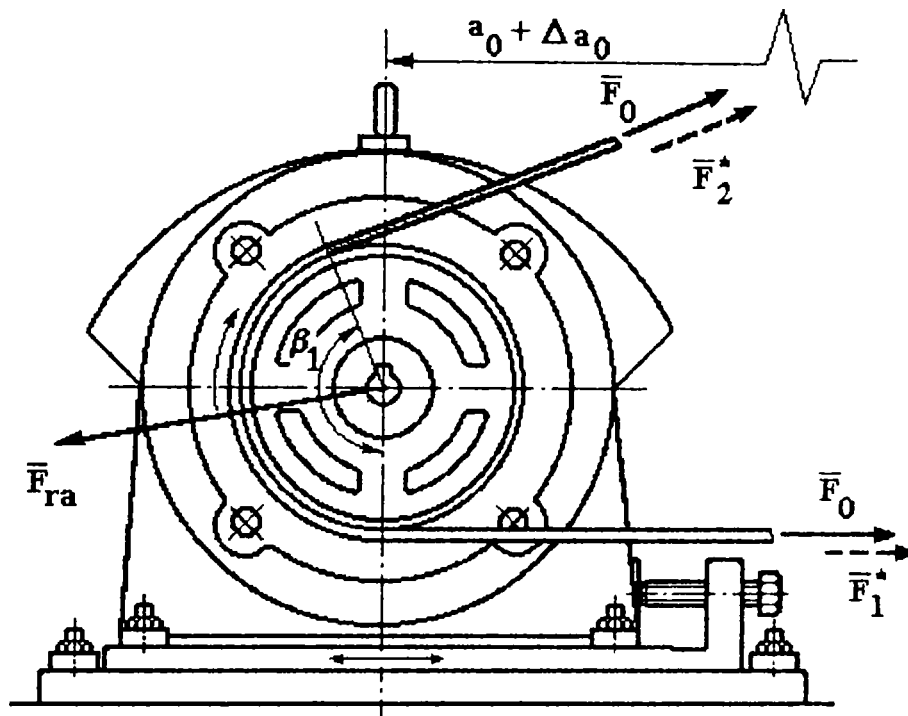


Figura 3.4 a

Modelarea caracteristicilor de tracțiune pe standurile de încercare, utilizează aproape în exclusivitate, acest tip de transmisie.

Legătura suplimentară de forma $f(F_0^*, F_1^*, F_2^*) = 0$, ce caracterizează funcționarea acestor sisteme va fi:

$$2F_0^* = F_1^* + F_2^* = F_{ra} \sin \frac{\beta_1}{2} = \text{const}, \quad (3.22)$$

iar coeficientul de tracțiune, prin intermediul căruia se exprimă capacitatea portantă a transmisiei, va avea expresia:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{F_1^* + F_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{a1}) - 1}{\exp(\mu\beta_{a1}) + 1}; \quad (3.23)$$

Pentru o situație concretă, funcție de geometria transmisiei prin curea, se stabilește valoarea inițială a unghiului de înfășurare pe roata motoare β_{10} (acceptând convenția $d_1 \leq d_2 \Leftrightarrow i \geq 1$); cu ajutorul căreia se determină coeficientul de tracțiune maxim posibil:

$$\varphi_{\max} = \frac{\exp(\mu\beta_{10}) - 1}{\exp(\mu\beta_{10}) + 1}; \quad (3.24)$$

în situația în care unghiul de înfășurare ar rămâne constant. Se acceptă pentru transmisie:

$$\varphi_{ef} \leq \varphi_{\max};$$

putându-se astfel stabili valorile eforturilor active F_0^* , F_1^* și F_2^* .

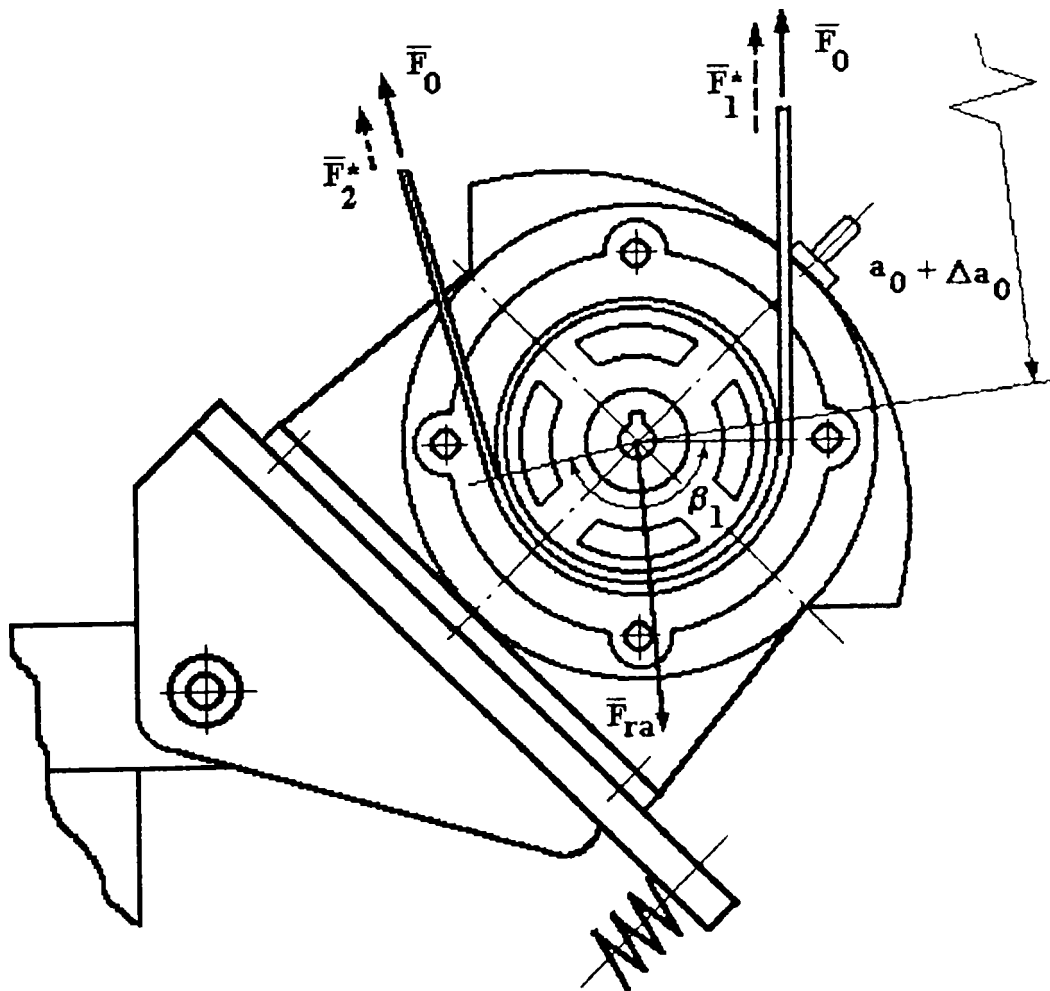


Figura 3.4 b

Pentru realizarea efortului inițial F_0 , este necesar ca lungimea inițială L_p a curelei să crească cu o cantitate:

$$\Delta L_p = \frac{F_0 L_p}{E_t A_c} ; \quad (3.25)$$

căreia îi corespunde o deplasare a axului roții motoare

$$\Delta a_0 \cong \Delta L_p \left[2 + \frac{\pi}{2K_{a_0}} + \frac{(i-1)^2}{4K_{a_0}(i+1)^2} \right]^{-1} ; \quad (3.26)$$

în care prin K_{a_0} s-a notat coeficientul distanței dintre axe

$$K_{a_0} = \frac{a_0}{d_1 + d_2} .$$

Deplasarea Δa_0 a axului roții motoare se realizează, funcție de soluția constructivă acceptată, prin deplasarea motorului sau bascularea acestuia și este însoțită de modificarea valorii unghiului de înfășurare:

$$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{d_1 - d_2}{2(a_0 + \Delta a_0)} > \beta_{10} . \quad (3.27)$$

Creșterea unghiului de înfășurare β_1 , odată cu deplasarea axului roții motoare asigură o rezervă a capacității de tracțiune.

În repaus ca și la funcționarea în gol (conform fig.3.4), condiția de echilibru a roții motoare conduce la egalitățile:

$$F_x = F_{ra} = 2F_0 \sin \frac{\beta_1}{2} = 2F_0^* \sin \frac{\beta_1}{2} = \text{const}; \quad F_y = 0. \quad (3.28)$$

care la funcționarea în sarcină vor fi: (sistemul ortogonal de referință are originea în centrul roții motoare și axa O_1x , suprapusă liniei centrelor)

$$\begin{aligned} F_x &= (F_1^* + F_2^*) \cos \gamma = (F_1^* + F_2^*) \sin \frac{\beta_1}{2} \\ F_y &= (F_1^* - F_2^*) \sin \gamma = (F_1^* - F_2^*) \cos \frac{\beta_1}{2} \end{aligned} \quad (3.28 \text{ a})$$

Eforturile nominale din ramuri, explicitate din relațiile (3.28) și (3.29) au valorile:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \left(F_0 + \frac{m_{01}}{f_0} v^2 \right) + \frac{F}{2} = \frac{2F_0}{1 + e^{-\mu\beta_{al}}} + \frac{m_{01}}{f_1} v^2 \\
 F_2 &= \left(F_0 + \frac{m_{01}}{f_0} v^2 \right) - \frac{F}{2} = \frac{2F_0 e^{-\mu\beta_{al}}}{1 + e^{-\mu\beta_{al}}} + \frac{m_{01}}{f_2} v^2.
 \end{aligned}
 \tag{3.29}$$

Reacțiunea radială, ce încarcă arborii, depinde numai de cuplul transmis, atât ca intensitate, cât și ca orientare, aceasta din urmă cât și unghiul pe care îl face cu axa O_1x având respectiv valorile:

$$\begin{aligned}
 F_a &= \left(F_1^{*2} + F_2^{*2} + 2F_1^* F_2^* \cos 2\gamma \right)^{\frac{1}{2}} = \left(F_1^{*2} + F_2^{*2} - 2F_1^* F_2^* \cos \beta_1 \right)^{\frac{1}{2}}; \\
 \Theta &= \arctg \left[\frac{F_1^* - F_2^*}{F_1^* + F_2^*} \operatorname{tg} \gamma \right] = \arctg \left[\frac{F_1^* - F_2^*}{F_1^* + F_2^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} \right]
 \end{aligned}
 \tag{3.30}$$

Relațiile (3.29) și (3.30) sunt valabile pentru transmisiile lente, situație în care termenul $\frac{m_{01}}{f_r} v^2$ din relația (2.11.c) are o valoare neglijabilă în raport cu efortul efectiv din ramuri ($F_{1,2}^*$).

În cazul în care transmisia funcționează la viteze mai mari, relațiile menționate trebuie amendate corespunzător.

Alungirea curelei, elastică sau elasto-plastică, este compensată în permanență prin variația distanței dintre axe.

Transmisia cu $a = \text{var}$ poate utiliza întregul arc de înfășurare de pe roata motoare (dacă $\frac{\beta_{al}}{\beta_1} = 1$; $\beta_1 \leq \beta_2$), funcționând cu eficiența maximă la orice viteză.

Forțele centrifuge deplasează uniform nivelul stării de efort, iar puterea transmisă crește liniar cu viteza până la limita impusă de rezistența sau durabilitatea elementului flexibil.

3.2.3 Transmisia prin rolă de întindere ($a = \text{const.} \wedge L = \text{var.}$)

Elementul intermediar al transmisiei este tensionat datorită unei forțe constante ca intensitate, aplicate ramurii conduse prin intermediul unei role (fig.3.5)

Contactul forțat rolă-ramură, cât și compensarea deformației curelei sunt realizate prin bascularea rolei sau prin deplasarea acesteia după o direcție normală la linia centrelor și numai pentru un singur sens de rotație. Este recomandabil ca rola de întindere să aibă punctul de articulație pe axa roții motoare și să se aplice dinspre exteriorul ramurii (pentru a mări arcul de înfășurare).

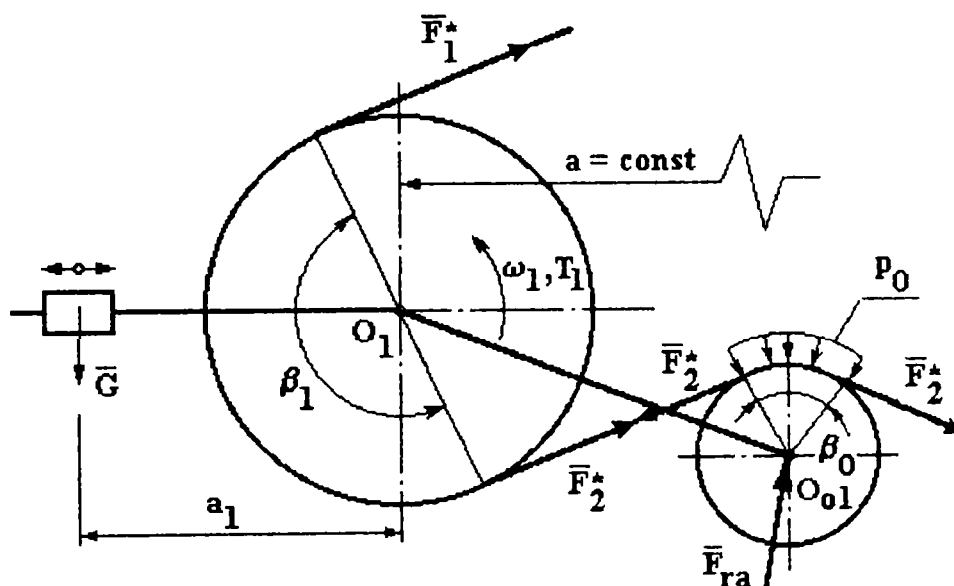


Figura 3.5

Se poate considera că acțiunea rolei asupra ramurii conduse rămâne invariabilă, atât în repaus, cât și în funcționare cu condiția că se neglijează alungirea curelei.

Legătura suplimentară de forma (3.2) ce poate fi stabilită pentru această situație este:

$$2F_0 = 2F_0^* = 2F_2^* = \frac{F_{ra}}{\sin \frac{\beta_0}{2}}; \quad (3.31)$$

invariantul caracteristic aducându-se la expresia:

$$\varphi = \frac{F_1}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{2F_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{2}. \quad (3.32)$$

Trebuie menționat faptul că relațiile (3.31) și (3.32) sunt implicit dependente

de parametrii geometrici ai transmisiei. Astfel, între dimensiunile ce caracterizează orice transmisie și dimensiunile sistemului de tensionare, pot fi stabilite dependențele (fig.3.6 a,b).

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2l_1} - \psi_1; & \psi_2 &= \arctg \frac{l_1 \sin \psi_1}{a - l_1 \cos \psi_1}; \\ l_2 &= l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2}; & \gamma_2 &= \arcsin \frac{d_2 + d_0}{2l_2} - \psi_2. \end{aligned} \quad (3.33)$$

De aceste mărimi va depinde și lungimea elementului intermediar:

$$\begin{aligned} L &= \frac{d_1 + d_2}{2} (\pi + \gamma) + \frac{d_1 + d_0}{2} \gamma_1 + \frac{d_2 + d_0}{2} \gamma_2 + \\ &+ a \cos \gamma + l_1 \cos(\psi_1 + \gamma_1) + l_2 (\psi_2 + \gamma_2) \end{aligned} \quad (3.34)$$

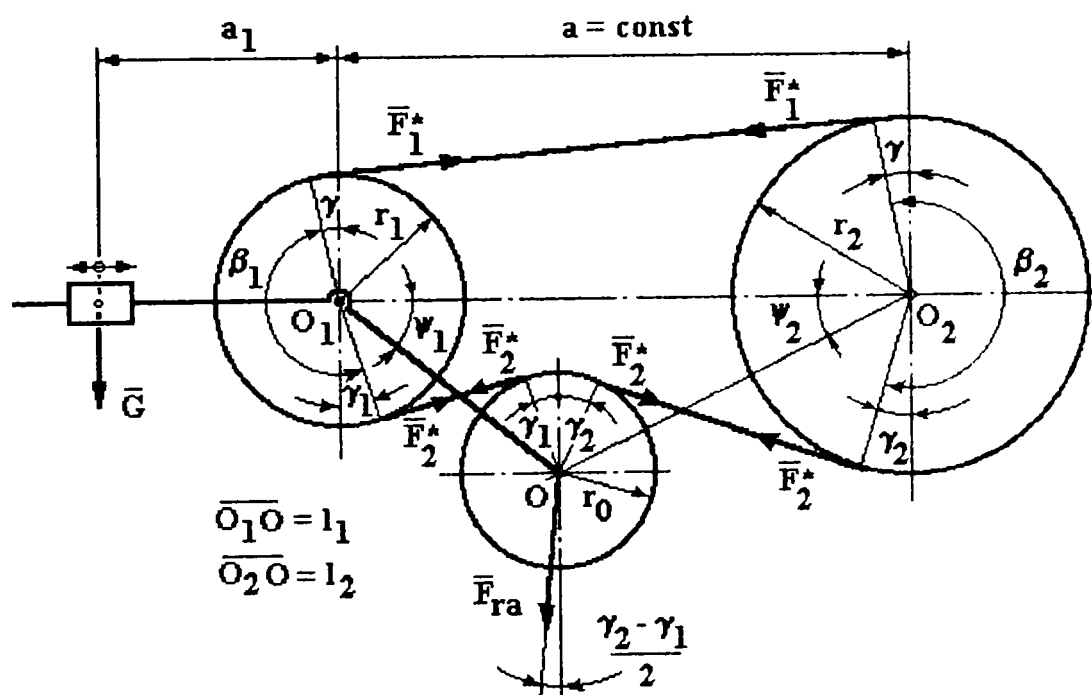


Figura 3.6 a

Analizând cinetostatica STP din figura 3.6 a se obține condiția ce rezultă din ipoteza echilibrării statice a brațului port-rolă având roata montată pe el:

$$Ga_1 \cos(\alpha - \Delta\psi_1) = 2F_0^* l_1 \cos\left(\varphi_1 - \frac{\gamma_2 + \gamma_1}{2}\right) \sin \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}; \quad (3.35)$$

în care:

α [rad] - unghiul inițial al brațului contragreutății G în raport cu linia centrelor;

$\Delta\psi_1$ [rad] - unghiul cu care s-a rotit brațul contragreutății G din poziția

corespunzătoare lui $F_0^* = F_2^* = 0$, până în situația în care $F_0^* = F_2^*$.

Pentru varianta din figura 3.6 b condiția de echilibru este:

$$G(l_1 \cos \psi_1 + a_1) + G_r l_1 \cos \psi_1 = 2F_0^* l_1 \cos \left(\psi_1 - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \right) \sin \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}. \quad (3.36)$$

Alegerea dimensiunilor STP trebuie făcută cu precauție, pentru a evita depășirea unui gabarit transversal sau axial rațional (sau convenabil) sau utilizarea unei contragreutăți exagerat de mari.

În consecință, la stabilirea principalelor dimensiuni amintite anterior este necesar să se respecte considerațiile :

Diametrul d_0 al rolei de întindere se limitează inferior din condiția ca tensiunea ce apare în ramura condusă la înfășurarea curelei pe rolă să nu depășească tensiunea maximă din ramura conducătoare:

$$\forall \sigma_{1 \max} = \sigma_{2 \max} \Rightarrow \sigma_1^* + \sigma_m + \sigma_{i1} = \sigma_2^* + \sigma_m + \sigma_{i0} \exists$$

$$d_0 = \frac{E_i A_c d_1 h}{E_t d_1 + E_i A_c h} \geq 0,4 d_1$$

Limita superioară a diametrului rolei poate fi impusă de creșterea gabaritului transversal al transmisiei la valoarea $d_0 \leq d_1$.

Condiția:

$$0,55 (d_1 + d_0) \leq l_1 < 1,5 (d_1 + d_0); \quad (3.37)$$

este stabilită pentru lungimea brațului port-rolă, pentru a evita gabaritul transversal exagerat și contactul direct rolă-roată motoare.

Lungimea brațului port-rolă trebuie să verifice inegalitatea:

$$a > \frac{d_0 + d_2}{2} + l_1; \quad (3.38)$$

condiție, ce asigură deplasarea liberă a rolei între roțile de curea.

Din relația (3.31) - vezi figura 3.5, putem deduce efortul inițial F_0 .

$$F_0 = F_2^* = \frac{F_{ra}}{2 \sin \frac{\beta_0}{2}} = \frac{1}{\sin \frac{\beta_0}{2}} \int_0^{\frac{\beta_0}{2}} p_0 \cos \frac{\beta}{2} dA_c = \text{const.} \quad (3.39)$$

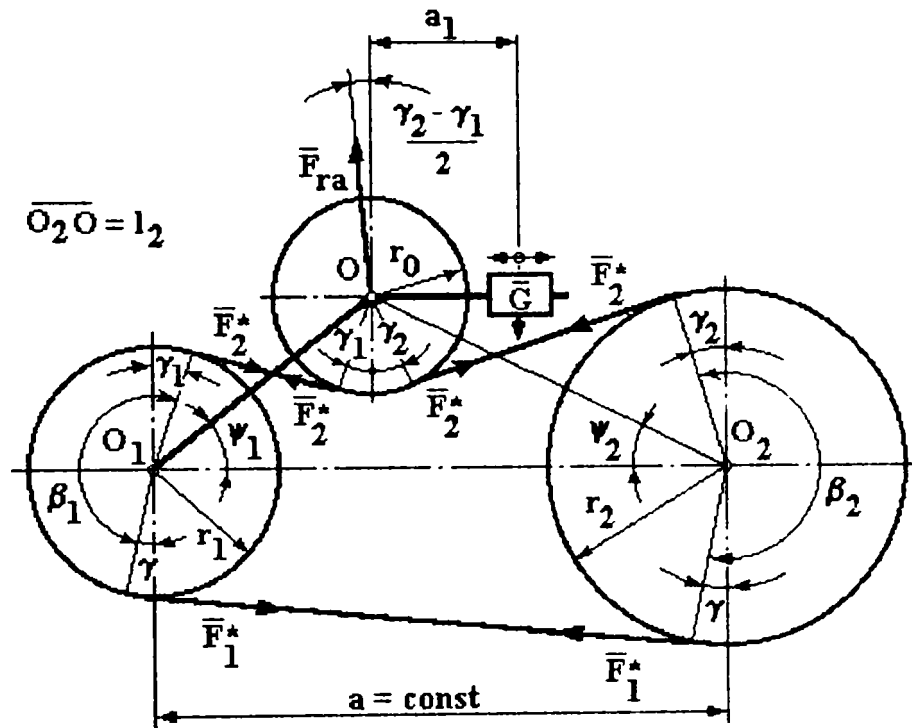


Figura 3.6 b

Presiunea p_0 se menține practic constantă pe întreg arc de înfășurare β_0 (cuplul rezistent din lagărul rolei este neglijabil).

Asociindu-se relației precedente condiția funcțională (2.23), rezultă eforturile nominale din ramuri:

$$\begin{aligned} F_1 &= \left(F_2 - \frac{m_{01}}{f} v_0^2 \right) e^{\mu\beta_d} + \frac{m_{01}}{f_0} v_0^2 = F_0 e^{\mu\beta_d} + \frac{m_{01}}{f_0} v_0^2 \\ F_2 &= \frac{F_{ra}}{\sin \frac{\beta_0}{2}} + \frac{m_{01}}{f_0} v_0^2 = F_0 + \frac{m_{01}}{f_0} v_0^2. \end{aligned} \quad (3.40)$$

Spre deosebire de soluțiile precedente, eforturile nominale din ramuri cresc foarte rapid cu viteza și ca urmare materialul curelei este solicitat mult mai dezavantajos [G.4; H.1].

Reacțiunile pe arborii transmisiei, la funcționarea în sarcină sunt:

$$\begin{aligned} F_{xa} &= F_1^* \cos \gamma + F_2^* \cos \gamma_1 = F_1^* \sin \frac{\beta_1}{2} + F_2^* \cos \gamma \\ F_{ya} &= F_1^* \sin \gamma + F_2^* \sin \gamma_1 = F_1^* \cos \frac{\beta_1}{2} + F_2^* \sin \gamma_1 \\ F_{ra} &= \left[F_1^{*2} + F_2^{*2} + 2F_1^* F_2^* \sin \left(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Unghiul reacțiunii în raport cu axa O_1x ($O_1x \equiv O_1O_2$):

$$\Theta = \operatorname{arctg} \frac{F_1^* \cos \frac{\beta_1}{2} + F_2^* \sin \gamma_1}{F_1^* \sin \frac{\beta_1}{2} + F_2^* \cos \gamma_1} \quad (3.42)$$

La funcționarea în gol, reacțiunile pe arborii transmisiei se determină din relațiile:

$$\begin{aligned} F_{xa_0} &= F_2^* \left(\sin \frac{\beta_1}{2} + \cos \gamma_1 \right); \\ F_{ya_0} &= F_2^* \left(\cos \frac{\beta_1}{2} + \sin \gamma_1 \right); \\ F_{ra_0} &= F_0 \left[2 + 2 \sin \left(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Unghiul reacțiunii în raport cu linia centrelor OO_1 fiind:

$$\Theta = \operatorname{arctg} \frac{\cos \frac{\beta_1}{2} + \sin \gamma_1}{\sin \frac{\beta_1}{2} + \cos \gamma_1} \quad (3.44)$$

Puterea transmisă crește liniar cu viteza:

$$P = F_t v = F_0 \frac{1 - e^{-\mu \beta_{al}}}{e^{-\mu \beta_{al}}} v \quad (3.45)$$

Se menționează faptul că rola trebuie plasată, obligatoriu, pe ramura condusă [G.4]. În caz contrar, eforturile nominale din ramuri se reduc considerabil, chiar dacă F_{ra} rămâne același, iar coeficientul de tracțiune se înrăutățește. Deci transmisiile cu rolă de întindere nu permit inversarea sensului de mișcare.

3.3 Performanțele transmisiilor dotate cu STP

În procesul de proiectare a transmisiilor prin curea, dotate cu STP, se acordă o atenție importantă stabilirii unor criterii unitare de comparație, care vor permite o analiză critică a soluțiilor posibile. Aceasta, dezvăluie multiple avantaje și conform rigorii specific - tehnice se va finaliza prin dezvăluirea variantei optime.

Dacă se acceptă drept unitară transmisia cea mai răspândită și anume aceea cu tensionare prin deplasarea motorului, se constată, în privința efortului inițial de montaj (F_0) și a eforturilor active ($F_{1, 2}^*$), că aceasta este calitativ inferioară transmisiei cu rolă de întindere sau celei tensionate pe seama elasticității curelei.

Aceeași concluzie defavorabilă pentru varianta constructivă cu cea mai largă aplicație se desprinde din analiza încărcării arborilor și a lagărelor transmisiei la funcționarea în sarcină (F_{ra}) și în repaus (F_{as}), cu toate repercursiunile corespunzătoare.

Singurul element care ar pleda în favoarea soluției menționate, în afara simplității sale constructive, ar fi faptul că asigură o rezervă de capacitate de tracțiune ($\varphi_{max} = 1,08 \varphi$) față de valoarea acceptată în calcule, rezervă rezultată din creșterea odată cu tensionarea a valorii unghiului de înfășurare (β_1) și utilizată în cazul unor suprasarcini, deși din acest punct de vedere, cea mai valoroasă pare a fi transmisia cu rolă de întindere ($\varphi_{max} = 1,24 \varphi$), pe când tensionarea pe seama elasticității curelei, la care unghiul β_1 rămâne constant, nu prezintă nici un fel de rezervă a capacității de tracțiune ($\varphi_{max} = \varphi$)

Factorii cei mai importanți ce intră în discuție la acceptarea variantei constructive sunt: disponibilitățile de gabarit, posibilitățile tehnologice, prețul de cost, siguranța în funcționare. Completarea acestor criterii cu concluziile care se desprind din cele menționate anterior poate contribui, într-o anumită măsură, la stabilirea soluției optime.

3.4 Transmisiile cu tensionare adaptivă (automată)

3.4.1 Transmisiile cu tensionare automată și $a = \text{var}$

Transmisiile cu tensionare automată și $a = \text{var}$ fac parte din categoria mecanismelor cu "conexiuni dinamice", utilizând pentru obținerea contactului forțat dintre curea și roată cuplul de reacțiune (rezistent), astfel reglându-se direct intensitatea eforturilor din ramuri, mecanismul devenind desmodrom.

În repaus sau la mersul în gol, eforturile din ramuri sunt practic nule, sistemul devenind nedesmodrom, prezentând un singur element motor și două grade de mobilitate (de aici necesitatea unui arc pretensionat pentru amorsarea mișcării).

Funcționarea unei transmisii automate este asigurată, dacă axele de rotație ale ansamblului motor-roată moatoare pot pendula în jurul unei axe fixe în spațiu. În acest caz, forța de reacțiune aplicată pe arborele motor

$$F_r = \frac{T_r}{r_e} = \frac{P}{v_1} \cdot \frac{1}{r_*}; \quad (3.46)$$

comandă și reglează intensitatea eforturilor din ramuri proporțional cu cuplul rezistent.

Totalitatea sistemelor de tensionare aparținând acestei categorii pot fi reduse, din punct de vedere geometric, la modelul din figura 3.7

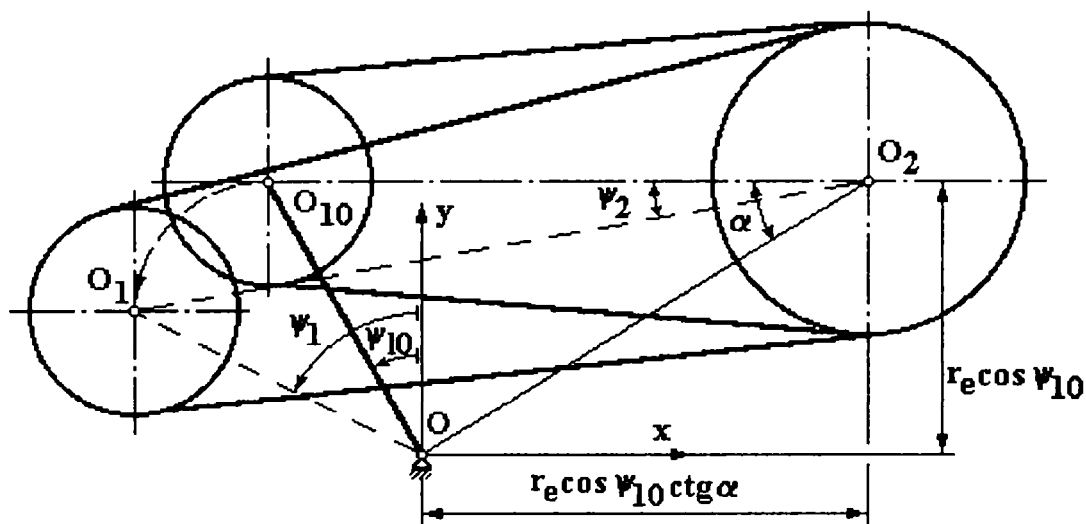


Figura 3.7

Pe măsura rotirii brațului $\overline{OO_{10}} = r_e$ în raport cu axa O_y a sistemului ortogonal fix xOy , distanța între axe $\overline{O_1O_2} = a$, variază și în consecință, lungimea elementului intermediar, înfășurat peste roțile de curea, crește.

Distanța între axe, respectiv unghiul ψ_2 între poziția inițială și cea momentană a liniei centrelor pot fi exprimate prin relațiile:

$$\forall \psi_1 \in [\psi_{10}; \psi_{1\max}] \exists$$

$$a = r_e \frac{\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1}{\cos \psi_2} \wedge \psi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\cos \psi_{10} - \cos \psi_1}{\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1} \quad (3.47)$$

În cazul când $\psi_1 = \psi_{10} \Rightarrow \psi_2 = 0 \wedge a = a_0$, se obține

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{r_e \cos \psi_{10}}{a_0 - r_e \sin \psi_{10}} \quad (3.48)$$

Relațiile (3.47) și (3.48) permit exprimarea celorlalte elemente geometrice ale transmisiei:

$$\gamma = \operatorname{arcsin} \frac{(d_2 - d_1) \cos \psi_2}{2r_e (\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1)};$$

$$\beta_{1,2} = \pi m_2 \operatorname{arcsin} \frac{(d_2 - d_1) \cos \psi_2}{2r_e (\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1)} \quad (3.49)$$

Lungimea variabilă a elementului intermediar va fi:

$$L = \frac{2r_e (\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1)}{\cos \psi_2} - \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2 \cos \psi_2}{8r_e (\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1)} \quad (3.50)$$

Urmărirea rapidă și fidelă a variațiilor de sarcină implică: echilibrarea statică perfectă; minimizarea frecărilor din cuplele c5; momentul de inerție masic în raport cu axa de oscilație redus la maxim. Restul dimensiunilor trebuie acordate cu unghiul de înfășurare, coeficientul de frecare și unghiurile de poziționare.

Pentru STA cu motor articulată excentric (sistem Poeschl) echilibrul în raport cu punctul de articulație O al sistemului de forțe și momente (fig. 3.8) permite scrierea ecuației:

$$F_{xa} r_e \cos (\psi_1 - \psi_2) - F_{ya} r_e \sin (\psi_1 - \psi_2) - G r_e \sin \psi_1 - M_{\text{stat}} = 0 \quad (3.51)$$

Substituind componentele reacțiunii pe arbore, respectiv momentul statoric se obține:

$$(F_1^* + F_2^*) \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - (F_1^* - F_2^*) \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) - G \sin \psi_1 - (F_1^* - F_2^*) \cdot r_* = 0 \quad (3.52)$$

în care :

$$r_* = \frac{d_1}{2r_e} - \text{excentricitatea relativă a rezemării pendulare.}$$

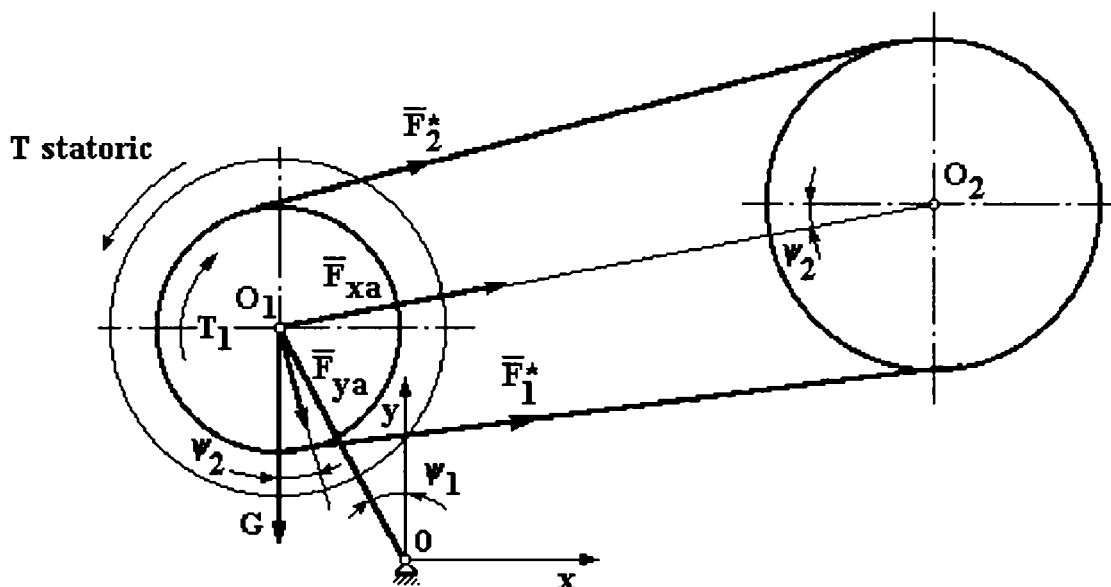


Figura 3.8

Din relația (3.52) se poate obține suma eforturilor active din ramurile transmisiei, cât și efortul inițial convențional ($2F_0^* = F_1^* + F_2^*$).

$$F_1^* + F_2^* = \frac{(F_1^* - F_2^*) [r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)] + G \sin \psi_1}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)} \quad (3.53)$$

$$F_0^* = \frac{(F_1^* - F_2^*) [r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)] + G \sin \psi_1}{2 \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}$$

Deoarece $F_1^* - F_2^* = F_t$, din relația (3.53) rezultă forța tangențială ce poate fi transmisă cu un efort inițial convențional F_0^* :

$$\forall F_0^* = \frac{\Delta L_0}{L_0} E_t A_c \exists F_t = \frac{2F_0^* \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - G \sin \psi_1}{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)} \quad (3.54)$$

Analizând relațiile (3.53...3.54) se pot stabili unele concluzii privind construcția și funcționarea STA. Se constată că în repaus sau în timpul funcționării în gol, greutatea sistemului oscilant, redusă la punctul O_1 pretensionează inutil ramurile transmisiei, întrucât:

$$\lim_{F_t \rightarrow 0} (F_1^* + F_2^*) = \lim_{F_t \rightarrow 0} 2F_0 = G \frac{\sin \psi_1}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)} .$$

De asemenea, forța tangențială capabilă este diminuată substanțial de efectul aceleiași greutate. Eliminarea acestor neajunsuri și, implicit, sporirea eficienței STA se poate realiza prin echilibrarea statică a sistemului oscilant, situație în care eforturile din ramurile transmisiei și forța tangențială capabilă au expresiile:

$$F_{1,2}^* = F_t \frac{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) \pm \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{2 \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)} \quad (3.55)$$

$$F_t = \frac{2F_0^* \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)} .$$

În această ipoteză, coeficientul de tracțiune al transmisiei va fi dependent numai de geometria acestuia [I.3]:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0^*} = \frac{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)} . \quad (3.56)$$

Rezultă evident că utilizarea capacității de tracțiune a transmisiei, la un gabarit minim al STA sunt condiționate de realizarea unei valori biunivoc determinate pentru excentricitatea relativă.

Stabilirea valorii optime a excentricității relative r_* pentru un caz dat, necesită o analiză atentă, care însă, comportă dificultăți prin faptul că majoritatea parametrilor geometrici și cinetostatici ai transmisiei sunt dependenți de valoarea momentană a unghiului de poziție ψ_1 .

Pentru a ocoli dificultățile anterior amintite, se procedează astfel: cunoscute fiind valorile primare ale geometriei transmisiei în situația în care aceasta nu este tensionată, caracteristicile de material (μ , E_t) și forța tangențială ce trebuie transmisă și acceptând faptul că în procesul de tensionare modificarea distanței între axe implică variații relativ reduse ale unghiului de înfășurare ($\Delta\beta_1 < 5\%$), se poate determina coeficientul de tracțiune maxim pe care îl poate realiza transmisia:

$$\varphi_{\max} = \frac{\exp(\mu\beta_{10}) - 1}{\exp(\mu\beta_{10}) + 1} .$$

Efortul inițial convențional ce se instalează în ramurile transmisiei în momentul $\beta_{1\text{ al}} = \beta_{10}$ cât și creșterea lungimii elementului elastic în această situație

va fi:

$$F_0^* = \frac{F_t}{2\varphi_{\max}}; \quad (\Delta L)_{\text{nec}} = \frac{F_0^* L}{E_t A_c}.$$

Variația lungimii conturului înfășurat de cureaua presupune modificarea distanței inițiale între roțile transmisiei cu cantitatea:

$$(\Delta a)_{\text{nec}} = (\Delta L)_{\text{nec}} \left[2 + \frac{\pi}{2K_a} + \frac{(i-1)^2}{4K_a^2(i+1)^2} \right]^{-1};$$

întrucât există riscul ca în anumite situații $\beta_{1\text{ al}} > \beta_1$, se acceptă ca automatismul să aibă loc în jurul valorii $\psi_1 \approx 0$, ceea ce presupune adoptarea unei valori inițiale $\psi_1 \approx 0$. Soluționarea concretă a acestei condiții implică blocarea subansamblului roții articulate excentric printr-un tampon limitativ în poziția dorită, pentru care se realizează și distanța inițială între axe a_0 . În situația impusă, din relația (3.56) rezultă excentricitatea relativă a rezemării pendulare, cât și raza de excentric necesară:

$$r_* = \frac{\cos \gamma_0}{\psi_{\max}}; \quad r_e = \frac{d_1}{2r_*}.$$

Stabilirea valorii unghiului ψ_{10} , care asigură condiția impusă anterior, are în vedere faptul că variația distanței între axe, realizată pe calea rotirii brațului excentric din poziția corespunzătoare unghiului ψ_{10} , în aceea pentru care unghiul devine ψ_1 , trebuie să depășească valoarea determinată anterior:

$$(\Delta a)_{\text{ef}} \geq (\Delta a)_{\text{nec}}.$$

Acceptând consecutiv valori pentru unghiul ψ_{10} , se determină unghiul de poziție ψ_2 și implicit distanța a_{90} dintre axe pentru situația $\psi_1 = 0$:

$$\psi_2 = \arcsin \frac{r_e(1 - \cos \psi_{10})}{a_0}; \quad a_{90} = a_0 \cos \psi_2 + r_e \sin \psi_{10};$$

până când

$$(\Delta a)_{\text{ef}} = a_{90} - a_0 \geq (\Delta a)_{\text{nec}}.$$

Odată stabilită valoarea unghiului ψ_{10} care satisface condițiile acceptate, se pot stabili cu pasul $\Delta\varphi_1$ dorit toate elementele caracteristice ale transmisiei.

O situație aparte o constituie sistemul de tensionare cu acțiune automată, având în componență roți dințate planetare, sistem care aparține categoriei analizate.

Dacă din punct de vedere geometric, relațiile (3.47)...(3.50) nu-și modifică structura, cu condiția că raza de excentric r_e să coincidă cu distanța între axe a angrenajului planetar a_{rd} , sistemul de forțe ce acționează asupra roții motoare de curea va fi cel prezentat în figura 3.9.

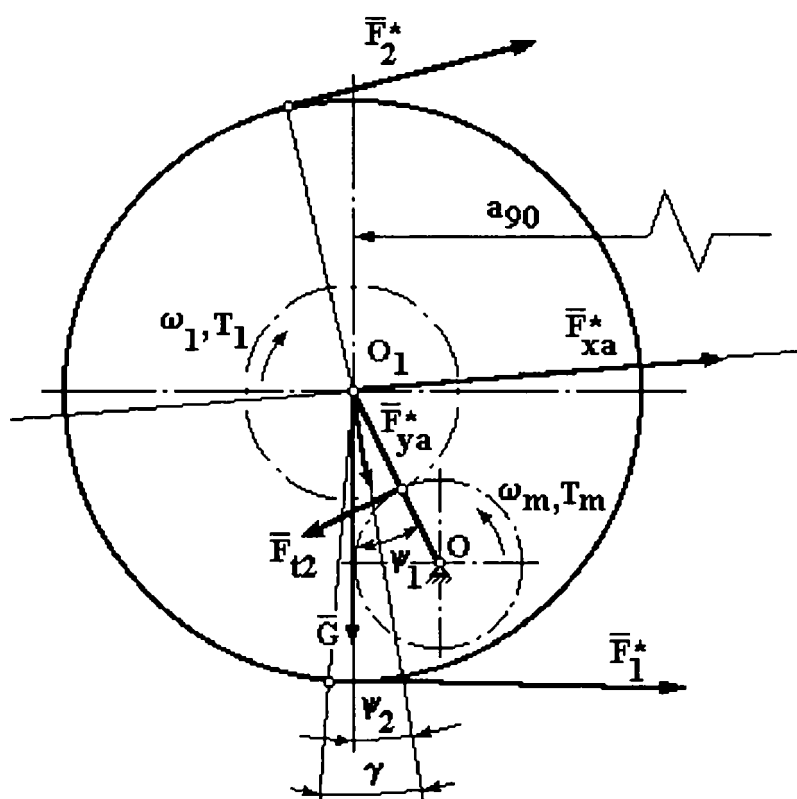


Figura 3.9

Ținând seama de faptul că momentul de torsiune debitat de motor este dependent, în ultima analiză, de forța tangențială vehiculată de transmisia prin curea și raportul de transmitere al angrenajului planetar i_{rd} :

$$M_m = \frac{F_1^* - F_2^*}{i_{rd}} \cdot \frac{d_1}{2}; \quad (3.57)$$

echilibrul sistemului de forțe în raport cu punctul de articulație O conduce la relația:

$$(F_1^* + F_2^*)r_e \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - (F_1^* - F_2^*)r_e \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) - Gr_e \sin \psi_1 - \frac{F_1^* - F_2^*}{r_{w1}} \cdot \frac{d_1}{2} = 0. \quad (3.58)$$

Considerând sistemul pendular echilibrat static, eforturile active în ramurile transmisiei prin curea vor fi:

$$F_{1,2}^* = F_t \frac{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) \pm \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}; \quad (3.59)$$

pe când efortul inițial convențional va avea expresia:

$$F_0^* = F_t \frac{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}; \quad (3.60)$$

Valoarea coeficientului de tracțiune în cazul considerat:

$$\varphi = \frac{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{r_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)}; \quad (3.61)$$

în care: $r_* = \frac{d_1(1 + i_{rd})}{2a}; \quad a = r_e.$

comparată cu valoarea exprimată prin relația (3.56), conduce la concluzia evidentă că prin introducerea angrenajului cu raport de transmitere i_{rd} excentricitatea relativă se modifică în sensul dorit, după cum raportul de transmitere al angrenajului planetar este mai mare sau mai mic decât unitatea [I.3]. De asemenea, excentricitatea relativă este influențată și de distanța între axe acceptată pentru angrenajul planetar.

3.4.2 Sistemul de tensionare cu acțiune automată, comandat indirect de momentul de torsiune rezistent (transmisia cu $a = \text{const}$)

La aceste transmisii, odată cu creșterea momentului de torsiune rezistent și implicit a forței tangențiale, efortul activ din ramura motoare a transmisiei își mărește intensitatea, comandând rotirea (în sens trigonometric) cadrului rigid port-rol. Schimbarea poziției cadrului echilibrat static are ca efect creșterea lungimii conturului înfășurat de curea, lucru ce nu se poate realiza decât pe seama întinderii (tensionării) elementului intermediar, deoarece distanța dintre axe este constantă.

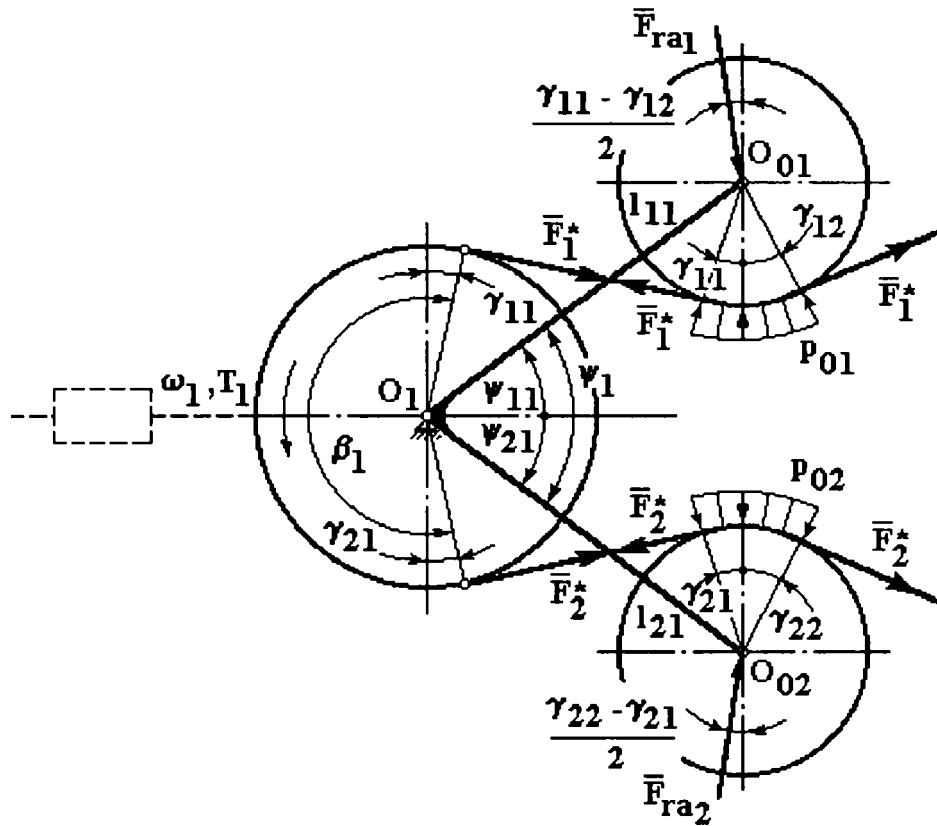


Figura 3.10

Considerând sistemul roată-motoare - cadru rigid - role, din figura 3.10 echilibrat static și neglijând frecările din cuplele cinematice de rotație, analiza echilibrului dinamic al fiecărei din cele două role pune în evidență existența relațiilor:

$$F_{ra1} = 2F_1^* \sin \frac{\gamma_{11} + \gamma_{12}}{2} \quad (3.62)$$

$$F_{ra2} = 2F_2^* \sin \frac{\gamma_{21} + \gamma_{22}}{2}$$

Extinzându-se analiza și asupra suportului port-role detașat din sistemul material menționat, condiția de echilibru poate fi exprimată prin relația (neglijând frecările din reazemul O_1):

$$F_{ra1} l_{11} \cos[0,5(\gamma_{11} - \gamma_{12}) - \psi_{11}] = F_{ra2} l_{21} \cos[0,5(\gamma_{21} - \gamma_{22}) - \psi_{21}]. \quad (3.63)$$

Substituind relația (3.62) în (3.63) se obține ecuația ce exprimă dependența raportului eforturilor din ramurile transmisiei de geometria acesteia:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{l_{21} \sin(\gamma_{22} - \psi_{21}) + \sin(\gamma_{21} + \psi_{21})}{l_{11} \sin(\gamma_{12} - \psi_{11}) + \sin(\gamma_{11} + \psi_{11})}. \quad (3.64)$$

În ipoteza egalității lungimilor brațelor port - role, relația anterioară devine:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{\sin(\gamma_{22} - \psi_{21}) + \sin(\gamma_{21} + \psi_{21})}{\sin(\gamma_{12} - \psi_{11}) + \sin(\gamma_{11} + \psi_{11})} = e^{\mu\beta_u}. \quad (3.64 a)$$

Echilibrul cadrului port - role se obține făcându-se suma proiecțiilor momentelor pe axa OX, după cum rezultă din figura 3.10 a.

$$Gl \cos \psi = G_1 l_{11} \cos \psi_{11} + G_2 l_{21} \cos \psi_{21}.$$

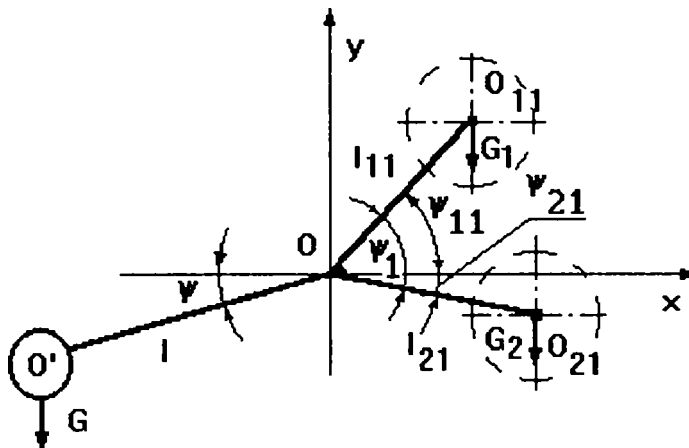


Figura 3.10 a

în care cu $G_{1,2}$ - s-au notat greutatea rolei și a brațului port - rolă, redusă în punctul O_{11} respectiv O_{21} .

Din motive evidente $G_1 = G_2$ și pentru cazul când $l_{11} = l_{21}$ se obține:

$$\psi_{11} = \frac{\psi_1}{2} + \Delta\psi; \quad \psi_{21} = \frac{\psi_1}{2} - \Delta\psi;$$

$$\psi = \frac{\psi_{11} - \psi_{21}}{2} = \Delta\psi.$$

Astfel:

$$G = \frac{G_1 l_{11} (\cos \psi_{11} + \cos \psi_{21})}{l \cos \psi} = k \frac{\cos \psi_{11} + \cos \psi_{21}}{\cos \psi}.$$

Din relația de mai sus se observă că și partea dreaptă a produsului este constantă, indiferent de valoarea lui $\Delta\psi$.

Pentru cazul când $l_{11} = l$, rezultă că $G = k_1 G_1$, adică depinde numai de valoarea unghiului ψ_1 .

Analizând figura 3.11, prin aplicarea succesivă a metodei poligoanelor vectoriale, în vederea determinării influenței pe care o au parametrii geometrici asupra funcționării STA, se pot stabili interdependențele:

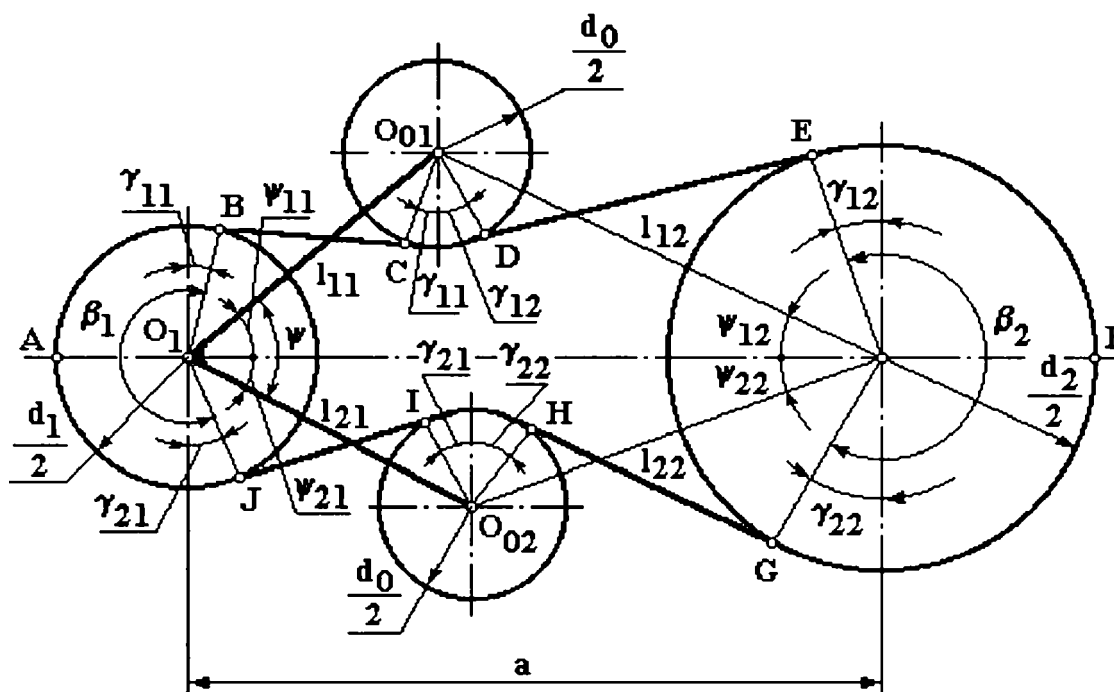


Figura 3.11

- pentru conturul poligonal închis O_1BCO_{01} , din sistemul de ecuații rezultat prin proiectarea laturilor sale pe direcția O_1O_{01} , respectiv pe normala acesteia:

$$\begin{cases} \frac{d_1 + d_0}{2} \sin(\gamma_{11} + \psi_{11}) + \overline{BC} \cos(\gamma_{11} + \psi_{11}) = l_{11} \\ \frac{d_1 + d_0}{2} \cos(\gamma_{11} + \psi_{11}) - \overline{BC} \sin(\gamma_{11} + \psi_{11}) = 0 \end{cases}$$

rezultă mărimile necunoscute:

$$\begin{cases} \gamma_{11} = \arcsin \frac{d_1 + d_0}{2l_{11}} - \psi_{11} \\ \overline{BC} = \frac{d_1 + d_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{11} + \psi_{11}) = \text{const} \end{cases} \quad (3.65)$$

Procedând similar pentru conturul $O_{01}DEO_2$, sistemul de ecuații stabilit în urma proiectării laturilor pe direcțiile $\overline{O_{01}O_2}$ și pe normala ei este:

$$\begin{cases} \frac{d_2 + d_0}{2} \sin(\gamma_{12} + \psi_{12}) + \overline{DE} \cos(\gamma_{12} + \psi_{12}) = l_{12} \\ \frac{d_2 + d_0}{2} \cos(\gamma_{12} + \psi_{12}) - \overline{DE} \sin(\gamma_{12} + \psi_{12}) = 0 \end{cases}$$

Astfel mărimile γ_{12} și \overline{DE} sunt explicitate:

$$\begin{cases} \gamma_{12} = \arcsin \frac{d_2 + d_0}{2l_{12}} - \psi_{12} \\ \overline{DE} = \frac{d_2 + d_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{12} + \psi_{12}) \end{cases} \quad (3.66)$$

Pentru conturul $O_1O_{01}O_2$, prin proiectarea laturilor pe $\overline{O_1O_2}$ și pe normala sa se obțin relațiile:

$$\begin{aligned} \overline{O_1O_{01}} \sin \psi_{11} - \overline{O_{01}O_2} \sin \psi_{12} &= 0; \\ \overline{O_1O_{01}} \cos \psi_{11} + \overline{O_{01}O_2} \cos \psi_{12} &= a, \end{aligned}$$

din care se explicitează mărimile acceptate drept necunoscute:

$$\begin{cases} \psi_{12} = \arctg \frac{l_{11} \sin \psi_{11}}{a - l_{11} \cos \psi_{11}} \\ l_{12} = l_{11} \frac{\sin \psi_{11}}{\sin \psi_{12}} \end{cases} \quad (3.67)$$

În mod identic, pentru contururile poligonale situate sub linia centrelor (și anume O_1JIO_2 , O_2HGO_2 , respectiv $O_1O_2O_2$) se obțin perechile de relații:

$$\begin{cases} \gamma_{21} = \arcsin \frac{d_1 + d_0}{2l_{21}} - \psi_{21}; \\ \overline{IJ} = \frac{d_1 + d_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{21} + \psi_{21}) = \text{const}; \end{cases} \quad (3.68)$$

$$\begin{cases} \gamma_{22} = \arcsin \frac{d_2 + d_0}{2l_{22}} - \psi_{22}; \\ \overline{HG} = \frac{d_2 + d_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{22} + \psi_{22}); \end{cases} \quad (3.69)$$

$$\begin{cases} \psi_{22} = \arctg \frac{l_{21} \sin \psi_{21}}{a - l_{21} \cos \psi_{21}} \\ l_{22} = l_{21} \frac{\sin \psi_{21}}{\sin \psi_{22}} \end{cases}$$

Se constată, că în totalitatea lor, relațiile anterioare sunt dependente, pe de o parte de mărimile geometrice ce se stabilesc în etapa preliminară de calcul a transmisiei (și anume d_1 , d_2 și a) iar, pe de altă parte, de dimensiunile rolor (diametrul d_0), lungimea brațelor port-role (l_{11} , l_{21}) și unghiul dintre acestea ($\psi = \psi_{11} + \psi_{12}$). O primă analiză asupra acestor dimensiuni permite să se desprindă următoarele concluzii:

- diametrul rolor este limitat inferior de starea de tensiune a curelei

$\sigma_i = \frac{2hE_i}{d_0}$) la înfășurarea pe rolă și superior de gabaritul transversal al transmisiei.

Dacă $d_0 < d_1$, tensiunea maximă se manifestă în punctul în care cureaua intră pe rola dispusă pe ramura conducătoare și, în consecință, se impune necesitatea verificării: $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{i11} + \sigma_m < \sigma_{at}$.

- Lungimea brațelor port-role, pentru a permite montarea și rotirea liberă a cadrului rigid între roțile transmisiei, trebuie să îndeplinească condiția:

$$a - 0,5 (d_2 + d_0) > l_{11} > 0,5 (d_1 + d_0)$$

- Capacitatea de tracțiune a transmisiei este influențată de mărimea unghiului de înfășurare a curelei pe roata motoare, și în consecință este de dorit ca unghiurile γ_{11} și γ_{21} să fie cât mai mari ($\beta_1 = \pi + \gamma_{11} + \gamma_{21}$), fapt ce implică valori reduse ale unghiului între brațele port-role.

Inferior, acest unghi este limitat de condiția ca cele două role să nu se intersecteze și superior - de condiția ca punctul de contact rolă - curea să nu depășească poziția corespunzătoare tangentei comune la roțile de curea.

Analizând mulțimile de valori rezultate din aceste restricții, se ajunge la intervalul:

$$\psi \in (\psi_{\min}; \psi_{\max}) \cup \psi_{\min} = 2 \arcsin \frac{d_0}{2l_{11}} \wedge \psi_{\max} = 2 \arcsin \frac{d_1 + d_0}{2l_{11}}.$$

Modul în care variază lungimea conturului înfășurat de curea, se poate urmări pe baza sintezei dimensionale a STA. Acest contur se poate exprima drept sumă a segmentelor parțiale AB...JA (vezi fig.3.11).

Ținând seama de relațiile (3.65...3.69) rezultă:

$$L = \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \frac{d_1 + d_0}{2} (\gamma_{11} + \gamma_{21}) + \frac{d_1 + d_0}{2} [\text{ctg}(\gamma_{11} + \psi_{11}) + \text{ctg}(\gamma_{21} + \psi_{21})] + \frac{d_2 + d_0}{2} (\gamma_{12} + \gamma_{22}) + \frac{d_2 + d_0}{2} [\text{ctg}(\gamma_{12} + \psi_{112}) + \text{ctg}(\gamma_{22} + \psi_{22})] \quad (3.70)$$

Se observă că o parte a termenilor relației (3.70) sunt constanți, iar ceilalți sunt dependenți de poziția momentană a brațelor port - role, astfel încât lungimea conturului înfășurat se poate scrie:

$$L = L_c + L_v; \quad (3.70 a)$$

în care s-a notat:

$L_c = \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \frac{d_1 + d_0}{2}(\gamma_{11} + \gamma_{21}) + \frac{d_1 + d_0}{2} [\text{ctg}(\gamma_{11} + \psi_{11}) + \text{ctg}(\gamma_{21} + \psi_{21})]$ - porțiunea de contur cu lungimea constantă;

$L_v = \frac{d_2 + d_0}{2}(\gamma_{12} + \gamma_{22}) + \frac{d_2 + d_0}{2} [\text{ctg}(\gamma_{12} + \psi_{12}) + \text{ctg}(\gamma_{22} + \psi_{22})]$ - porțiunea de contur cu lungimea variabilă (este minimă când brațul port - role ocupă o poziție simetrică în raport cu linia centrelor).

Variația lungimii conturului înfășurat de curea, pentru două poziții consecutive ale brațului port - role ($\psi_{11}' - \psi_{11}'' = \Delta\psi_{11}$) se poate exprima prin relația:

$$\Delta L = L'' - L'$$

care devine:

$$\Delta L = \frac{d_1 + d_0}{2} [\dot{\gamma}_{12} + \dot{\gamma}_{22} + \text{ctg}(\dot{\gamma}_{12} + \dot{\psi}_{12}) + \text{ctg}(\dot{\gamma}_{22} + \dot{\psi}_{22}) - \dot{\gamma}'_{12} - \dot{\gamma}'_{22} - \text{ctg}(\dot{\gamma}'_{12} + \dot{\psi}'_{12}) - \text{ctg}(\dot{\gamma}'_{22} + \dot{\psi}'_{22})].$$

Se subliniază că dependențele anterioare sunt stabilite fără a se ține seama de condiția de rezistență a elementului intermediar, fapt datorită cărui se restrânge domeniul de existență al funcțiilor reprezentate.

În vederea stabilirii unei legături între geometria STA și starea de efort într-o anumită poziție a acestuia este necesar să se analizeze condiția de invariabilitate a deformației curelei sub acțiunea tensiunii inițiale convenționale (σ_0^*), respectiv sub acțiunea tensiunilor efective ($\sigma_{1,2}$):

$$\Delta L(\sigma_0^*) = \Delta L(\sigma_1, \sigma_2, v). \quad (3.71)$$

Acceptând, pentru lungimea ramurilor libere ale transmisiei notațiile:

$$\begin{aligned} l_1 &= \frac{d_1 + d_0}{2} \text{ctg}(\gamma_{11} + \psi_{11}) + \frac{d_0}{2}(\gamma_{11} + \gamma_{12}) + \frac{d_2 + d_0}{2} \text{ctg}(\gamma_{12} + \psi_{12}); \\ l_2 &= \frac{d_1 + d_0}{2} \text{ctg}(\gamma_{21} + \psi_{21}) + \frac{d_0}{2}(\gamma_{21} + \gamma_{22}) + \frac{d_2 + d_0}{2} \text{ctg}(\gamma_{22} + \psi_{22}) \end{aligned} \quad (3.72)$$

condiția (3.71) poate fi adusă la forma explicită:

$$\sigma_0^* L = \sigma_1 \left(l_1 + \frac{d_1}{2} \beta_{1ad} \right) + \sigma_2 \left(l_2 + \frac{d_2}{2} \beta_{2ad} \right) + \frac{d_1 + d_2}{2} \int_0^{\beta_1 - \beta_{1ad}} \sigma d\beta. \quad (3.73)$$

Având în vedere că între tensiunile din ramurile transmisiei există relația:

$$\sigma_2 = \left(\sigma_1 - m_0 v_1^2 \right) \frac{1}{\exp(\mu\beta_{al})} + m_0 v_1^2; \quad (3.74)$$

după înlocuirea lui σ_2 și rezolvarea integrală din relația (3.73) se obține:

$$\sigma_0^* = C_{11}^* \sigma_1 + C_{12}^* m_0 v_1^2; \quad (3.75)$$

Coeficienții C_{11}^* și C_{12}^* conțin implicit caracteristicile geometrice ale transmisiei echipate cu STA și eficiența contactului forțat cu frecare dintre elementul intermediar și roata de curea:

$$C_{11}^* = \frac{\left[1_1 + \frac{d_1}{2} (\beta_1 - \beta_{al}) \right] \exp(\mu\beta_{al}) + 1_2 + \frac{d_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} [\exp(\mu\beta_{al}) - 1]}{L_p \exp(\mu\beta_{al})}$$

$$C_{12}^* = \frac{\left[1_2 + \frac{d_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) \right] \exp(\mu\beta_{al}) - 1 - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} [\exp(\mu\beta_{al}) - 1]}{L_p \exp(\mu\beta_{al})} + \frac{\frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} \exp(\mu\beta_{al})}{L_p \exp(\mu\beta_{al})}. \quad (3.76)$$

Dacă în (3.73) se substituie:

$$\sigma_1 = (\sigma_2 - m_0 v_1^2) \exp(\mu\beta_{al}) + m_0 v_1^2; \quad (3.77)$$

se poate ajunge la expresia:

$$\sigma_0^* = C_{21}^* \sigma_2 + C_{22}^* m_0 v_1^2; \quad (3.78)$$

în care, coeficienții C_{21}^* și C_{22}^* au expresiile:

$$C_{21}^* = \frac{\left[1_1 + \frac{d_1}{2} (\beta_1 - \beta_{al}) \right] \exp(\mu\beta_{al}) + 1_2 + \frac{d_2}{2} (\beta_1 - \beta_{al}) + \frac{d_1 + d_2}{2\mu} [\exp(\mu\beta_{al}) - 1]}{L_p};$$

$$C_{22}^* = \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right] - \frac{\left[1_2 + \frac{d_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) \right] \exp(\mu\beta_{al}) - 1 - \frac{d_1 + d_2}{2\mu} [\exp(\mu\beta_{al}) - 1]}{L_p} + \frac{\frac{d_1 + d_2}{2} \beta_{al} \exp(\mu\beta_{al})}{L_p}.$$

Se constată că între coeficienții menționați în (3.76) și (3.79) există relație:

$$C_{11}^* + C_{12}^* = C_{21}^* + C_{22}^* = 1$$

$$C_{21}^* = C_{11} \exp(\mu\beta_{al}); \quad C_{22} = \exp(\mu\beta_{al})(1 - C_{12}^*) - 1; \quad (3.80)$$

fapt, ce simplifică calculul valorilor acestora.

Prin prelucrare convenabilă se poate stabili legătura suplimentară de forma (2.22) pentru transmisia echipată cu STA cu $a = \text{const}$ și $L = \text{var}$.

$$2F_0^* = C_{11}^* F_1^* + C_{21}^* F_2^* . \quad (3.81)$$

Astfel, analiza capacității de tracțiune are la bază relațiile:

$$\begin{cases} \frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{\sin(\gamma_{22} - \psi_{21}) + \sin(\gamma_{21} + \psi_{21})}{\sin(\gamma_{12} - \psi_{11}) + \sin(\gamma_{11} + \psi_{11})} = \exp(\mu\beta_{al}) \\ F_1^* - F_2^* = F_t; \\ 2F_0^* = C_{11}^* F_1^* + C_{21}^* F_2^*; \end{cases} \quad (3.82)$$

care definesc integral comportamentul transmisiei.

Pentru această situație, coeficientul de tracțiune are expresia:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0^*} = \frac{F_1^* - F_2^*}{C_{11}^* F_1^* + C_{21}^* F_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{2C_{21}^*} . \quad (3.83)$$

Trebuie de menționat faptul că valorile coeficienților C_{11}^* și C_{21}^* , spre deosebire de STP cu $a \wedge L = \text{const.}$, au valori variabile, dependente de poziția momentană a brațului port-role, (prin intermediul unghiului de poziție ψ_{11}) [I.3].

Efortul inițial convențional F_0^* este limitat superior de condiția restrictivă

$\beta_{1, 2} \leq \beta_{al}$, care se manifestă mai acut cu creșterea lungimii brațului port-role. Pentru o funcționare normală este de dorit ca brațul port-role să aibă o lungime cât mai mică, fapt ce implică o valoare relativ ridicată a lungimii variabile a conturului înfășurat de curea. Din aceleași considerente, este de dorit ca pentru unghiul format de brațele port-role să se adopte o valoare minim posibilă.

Soluția A. Leyer se adaptează foarte bine la transmisiile cu așezare în consolă a roții motoare, motiv pentru care s-au imaginat încă câteva variante constructive, reprezentate în figurile 3.11 a,b,c, care se pot adapta fără restricții oricăror transmisii cu arbori paraleli și ramuri deschise [I.5].

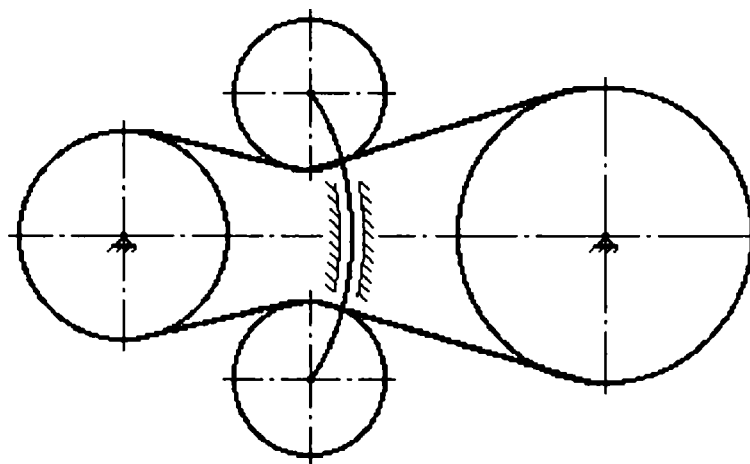


Figura 3.11 a

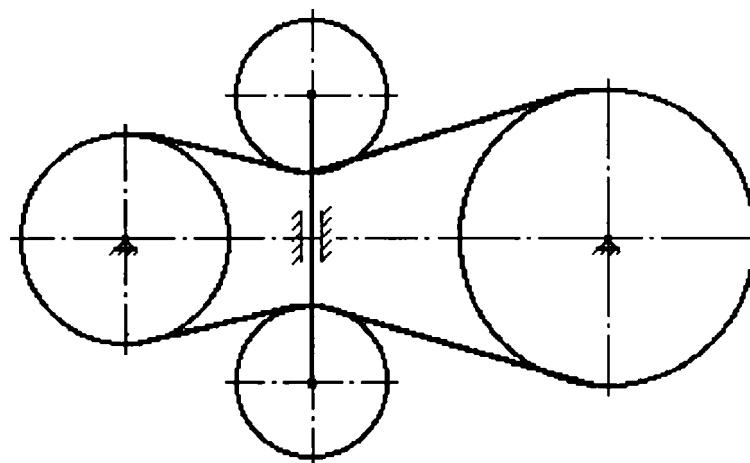


Figura 3.11 b

La toate acestea, roțile acționează antagonist, indiferent dacă sunt fixate printr-un cadru rigid sau articulată.

Datorită modificării macrogeometriei, ecuațiile de stare nu mai au formele identice.

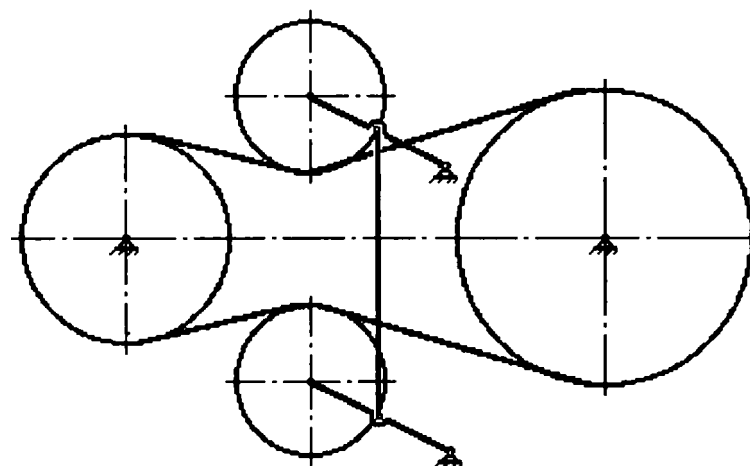


Figura 3.11 c

IV

STRUCTURA CONSTRUCTIVĂ ȘI REOLOGIA CURELELOR LATE MULTISTRAT

4.1 Structura constructivă a curelelor multistrat

Elementul principal al transmisiei, ale cărui proprietăți fizice, mecanice și tribologice condiționează calitatea fenomenului transiterii de putere, îl constituie cureaua. Particularitățile funcționale ale transmisiilor prin frecare impun curelei o serie de calități fizice și caracteristici mecanice specifice, cum ar fi:

- rezistență mecanică ridicată și comportament reologic optim (la acțiunea unor tensiuni variabile cu $R_{\sigma} > 0$);
- rigiditate înaltă la întindere, iar la încovoiere - minimă;
- durabilitate cât mai mare la uzura abrazivă în zonele de contact alunecător.
- capacitate superioară de amortizare a vibrațiilor longitudinale și transversale.

Aceste calități condiționează capacitatea de tracțiune, randamentul mecanic și durabilitatea transmisiei.

Așa cum s-a arătat, curelele late de construcție modernă, au o structură neomogenă, realizată prin reunirea optimală a mai multor straturi din substanțe diferite, în care predomină materialele sintetice caracterizate printr-un comportament vâscoelastic complex.

Diversele cercetări, din punct de vedere reologic, a elementului intermediar flexibil, pe lângă încercările de întindere statică monoaxială și de încovoiere simplă, în urma cărora rezultă caracteristica tensiune-deformație [G.4]:

$$\sigma_t = \sigma_t(\varepsilon_t) \cup \sigma_i = \sigma_i(\varepsilon_i); \quad (4.1)$$

și implicit modulul de elasticitate la tracțiune E_t și la încovoiere E_i , presupun încercări, din care să se poată concluziona asupra variației în timp a caracteristicii tensiune-deformație (pentru structurile compozite stratificate $E_t \cong E_i$; în cazul

curelelor cauciucate $E_t \neq E_i$):

$$\sigma_t = \sigma_t [\varepsilon_t (t)]; \quad (4.2)$$

care permit stabilirea valorii modulului de elasticitate dinamic:

$$E_d = E_d(\sigma_t); E_d = C_d E_{st}; \quad (4.3)$$

și a coeficientului de pierdere prin histereză dinamică.

Reunirea fibrelor (straturilor) în structura neomogenă a curelei are ca rezultat un domeniu de existență larg pentru caracteristicile mecanice [G.4].

Reglementarea proporțiilor dintre componentele structurale se poate realiza pe baza unor considerente relativ simple. Cureaua se asimilează unui corp elastic neomogen și ortotrop. În ipoteza secțiunilor plane, elementele structurale încărcate la întindere monoaxială, lucrează în paralel.

Relațiile dintre lungirile relative și de distribuție a forțelor vor fi:

$$\varepsilon_{rez} = \varepsilon_{ad} = \varepsilon_{prot} = \varepsilon_t = \frac{F_j}{E_t A_c};$$

$$\Sigma F_j = F_{rez} + F_{ad} + F_{prot} = F. \quad (4.4)$$

Stratul de rezistență preia până la 95% din sarcina aplicată pe curea [M.3; G.4].

Astfel, relațiile (4.4) pot defini raportul ariilor în funcție de raportul rezistențelor de rupere pentru stratul de rezistență și întregul profil:

$$\frac{A_{ih}}{A_c} \approx (0,85 \dots 0,95) \frac{R_m}{(R_m)_{rez}}. \quad (4.5)$$

Cu ajutorul dependențelor (4.4), la care se asociază relația lui Navier, se obțin noi informații asupra structurii prin intermediul rigidității la întindere și încovoiere:

$$E_t A_c = E_{rez} A_{rez} + E_{ad} A_{ad} + E_{prot} A_{prot}$$

$$E_t I_c = E_{rez} I_{rez} + E_{ad} I_{ad} + E_{prot} I_{prot} \quad (4.6)$$

Rigiditatea la întindere și încovoiere este condiționată de natura materialului și cantitatea elementelor de rezistență, aderență și protecție.

Abateră de la exactitate a modulelor de elasticitate convenționale E_t și E_i , calculate conform relațiilor (4.6) se poate lămurii prin diferențierile de

comportament elastic al straturilor de rezistență, protecție și aderență, luate independent sau înglobate în structura curelei. De aceea, este util de a determina aceste mărimi pe cale experimentală, valorile calculate ale modulelor de elasticitate convenționale folosindu-se doar informativ.

După cum se cunoaște, capacitatea de tracțiune și randamentul mecanic al transmisiilor prin frecare cu element flexibil sunt plafonate în majoritatea cazurilor de relaxare și histereza materialului curelei. Fenomenul de relaxare devine critic la transmisiile cu distanța între axe fixă, deoarece provoacă scăderea în timp a tensiunii de montaj și favorizează patinarea.

Histereza, pe lângă efectul pozitiv al amortizării vibrațiilor, constituie o cauză importantă de disipare a energiei, încălzește cureaua, astfel degradând chimic materialul acesteia.

Observațiile anterioare impun o reconsiderare a studiului, în vederea obținerii de informații concludente asupra funcției reologice de stare.

Parametrii cercetării experimentale trebuie delimitați astfel încât factorii tehnologici și de formă să devină corelabili cu cei impuși de funcționare.

De aceea, reologia experimentală implică folosirea unui utilaj de înaltă fidelitate (fără inerție), care să permită telemăsurarea simultană a deformațiilor și tensiunilor.

4.2 Modelul reologic al materialului curelelor late multistrat

Analiza structurală a curelelor late multistrat scoate în evidență unele trăsături caracteristice ale comportamentului reologic, cum ar fi:

- structurile constructive moderne nu prezintă deformații plastice semnificative în domeniile uzuale ale tensiunilor și frecvențelor;

- în domeniul micilor deformații dependența tensiune-deformație poate fi considerată cu bună aproximație liniară. Ca urmare, materialul curelelor respectă legea lui Hooke și principiul lui Boltzman al suprapunerii efectelor;

- procesul de disipare al energiei este de natură vâsco-elastică (ca pentru orice material de rezistență de tip macromolecular).

Reunirea acestor informații, permite să se imagineze un model mecanic liniar, prin intermediul căruia studiul ecuațiilor reologice de stare devine abordabil și realitatea obiectivă. Modelul își dovedește utilitatea în dublu sens, de la realitatea obiectivă spre teorie și invers, servind, nu numai pentru găsirea unor soluții constructive corecte dar și pentru găsirea unor noi căi de dezvoltare a teoriei.

Compararea comportării materiei cu aceea a unui ansamblu (mai mult sau mai puțin complicat) de elemente mecanice simple se utilizează cu destul succes, astfel obținându-se rezultate apropiate de cele reale, căutându-se să se separe diversele feluri de deformații care revin elasticității instantanee, celei întârziate, curgerii vâscoase, să se determine valoarea diferitelor constante, etc.

Prin calcul se elaborează modelul conform cu un corp experimentat și se determină o ecuație reologică.

Trebuie de menționat faptul că modelul mecanic nu poate elucidă toate variațiile de structură din cele cunoscute sau presupuse. Prin urmare, el va respecta în mod imperfect fenomenul cercetat. De aceea apare necesitatea eliminării fenomenelor compensatorii și obținerea modelelor cât mai simple posibile, cu un număr cât mai redus de parametri, dar care să poată da valori cât mai apropiate de

cele reale pentru deformațiile și tensiunile finale sau parțiale și care să aibă o comportare asemănătoare cu originalul.

Analogia simbolică substanță reală - model se referă exclusiv la o echivalență formală de comportament, iar ecuațiile de stare vor caracteriza integral doar modelul mecanic.

Un element din substanța curelei, practic lipsit de inerție, dar suficient de mare pentru a fi reprezentativ, se poate convențional descrie prin modelul generalizat Kelvin-Voigt (compus dintr-un resort lipit în serie cu un model Kelvin).

Pe această cale se pot obține funcțiile de fluaj și relaxare ale corpului vâscoelastic liniar de cea mai complexă natură.

Modelul Kelvin-Voigt este alcătuit dintr-un resort și un amortizor legate în paralel. Prin urmare, ambele elemente vor avea aceeași deformație, ce va fi egală cu cea a întregului model, în timp ce tensiunea modelului va fi suma tensiunilor elementelor.

Se consideră mai întâi modelul în cazul unei tensiuni uniaxiale, neglijându-se greutatea proprie (fig.4.1).

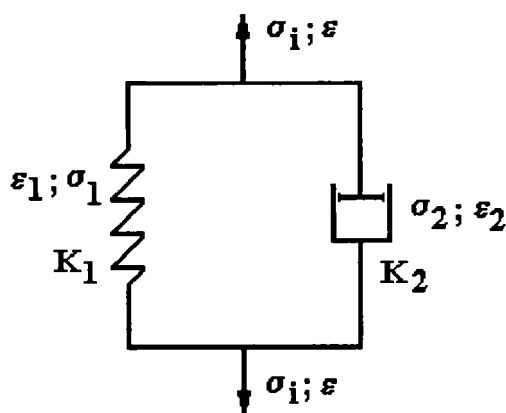


Figura 4.1

Deoarece elementele sunt legate în paralel, avem:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 ; \quad (4.1)$$

în care:

$\sigma_1 = K_1 \epsilon_1$; - legea lui Hooke (element elastic) ;

$$\sigma_2 = K_2 \dot{\epsilon}_2 ; \text{-legea lui Newton.}$$

$$\epsilon = \epsilon_1 = \epsilon_2 ; \sigma = K_1 \epsilon_1 + K_2 \dot{\epsilon}_2 . \quad (4.2)$$

În cele de mai sus se notează:

σ și ϵ - tensiunea, respectiv deformația specifică a întregului model.

σ_1 și ϵ_1 - tensiunea, respectiv deformația specifică în resort (componenta elastică).

σ_2 și ϵ_2 - tensiunea, respectiv deformația specifică în amortizor (componenta vâscoasă).

K_1 și K_2 reprezintă caracteristicile mecanice ale celor două elemente.

Relația (4.2) reprezintă ecuația de stare când la momentul t asupra modelului a acționat o încărcare ce a produs tensiunea σ [V.1].

Dacă se consideră că la timpul $t \leq 0$ în corp nu era nici o stare de tensiune și la momentul $t = 0^+$ se aplică o tensiune variabilă cu timpul $\sigma(t)$, atunci trebuie să integrăm ecuația diferențială cu coeficienți constanți (4.2) în intervalul de la 0 la t .

Ecuația (4.2) sub forma uzuală a unei ecuații diferențiale de gradul I va fi:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{K_1}{K_2}\varepsilon = \frac{1}{K_2}\sigma(t). \quad (4.3)$$

Soluția rezultă din integrarea acestei ecuații:

$$\varepsilon(t) = e^{-\frac{K_1}{K_2}t} \left(\frac{1}{K_2} \int_0^t \sigma(t) e^{\frac{K_1}{K_2}t} dt + \varepsilon_0 \right); \quad (4.4)$$

în care ε_0 este lungirea specifică în momentul încărcării.

Pentru determinarea funcției de fluaj se consideră că încărcarea este constantă, deci $\sigma = \sigma_0$.

Din cele de mai sus rezultă ecuația diagramei de fluaj

$$\varepsilon(t) = e^{-\frac{K_1}{K_2}t} \varepsilon_0 + \frac{\sigma_0}{K_1} (1 - e^{-\frac{K_1}{K_2}t}). \quad (4.5)$$

Pentru momentul $t = 0$; $\varepsilon_0 = 0$:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{K_1} (1 - e^{-\frac{K_1}{K_2}t}). \quad (4.6)$$

Din relația (4.6) - ecuația diagramei de fluaj - se observă că diagrama de fluaj este o curbă crescătoare cu o asimptotă orizontală de ordonată σ_0/K_1 (fig.4.2).

Valoarea funcției de fluaj va fi:

$$f(t) = \frac{\varepsilon(t)}{\sigma_0} = \frac{1}{K_1} (1 - e^{-\frac{K_1}{K_2}t}). \quad (4.7)$$

Pentru o solicitare uniaxială, coeficientul K_1 și K_2 sunt:

$K_1 = E_t$ - modulul de elasticitate (Young)

$K_2 = \eta$ - vâscozitatea dinamică.

Din analiza ecuației diagramei de fluaj (4.6) se observă că factorul din fața parantezei reprezintă deformația liniară, produsă într-un corp elastic, când s-a aplicat încărcarea σ .

Termenul din paranteză este subunitar (<1) și variază cu timpul.

Pentru $t = \infty$, termenul din paranteză devine egal cu 1, astfel atingându-se deformația elastică (amortizorul la aplicarea sarcinii împiedică atingerea deformației finale, care va fi egală cu cea elastică).

Se menționează faptul că deformația elastică se va atinge cu atât mai repede cu cât timpul de întârziere ($\tau_i = K_2/K_1$) va fi mai mic.

Funcția și diagrama de relaxare rezultă din (4.3), în care menținând deformația constantă $\varepsilon = \varepsilon_0 = \text{const.}$, rezultă $\dot{\varepsilon} = 0$ (corpul Kelvin nu are fenomene de relaxare [V.1]).

Pentru analiza modelului Kelvin-Voigt în cazul unui spațiu tridimensional, este necesar să se utilizeze componentele principale ale tensorilor tensiune și deformație.

Conform notațiilor din fig. (4.2)

$$\begin{aligned}\Theta &= \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33} ; \\ \sigma_v &= \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33} .\end{aligned}\tag{4.8}$$

Sub influența tensorului tensiunilor totale, modelul se deformează. O parte a tensiunilor este preluată de resort și restul este absorbită/disipată de amortizor.

Ecuațiile pentru resort și amortizor sunt [V.1]

$$\frac{\sigma_{1v}}{3} = \alpha \Theta \quad \text{și} \quad S_{1ij} = \beta e_{ij};\tag{4.9}$$

$$\frac{\sigma_{2v}}{3} = A \dot{\Theta} \quad \text{și} \quad S_{2ij} = B \dot{e}_{ij} .\tag{4.10}$$

în care : e_{ij} - deviatorul deformațiilor;
 S_{ij} - deviatorul tensiunilor.

Pentru a obține componentele totale, tensiunile din cele două elemente se adună:

$$\frac{\sigma_v}{3} = \frac{\sigma_{1v}}{3} + \frac{\sigma_{2v}}{3} = \alpha\Theta + A\dot{\Theta};$$

$$S_{ij} = S_{1ij} + S_{2ij} = \beta e_{ij} + B\dot{e}_{ij}.$$
(4.11)

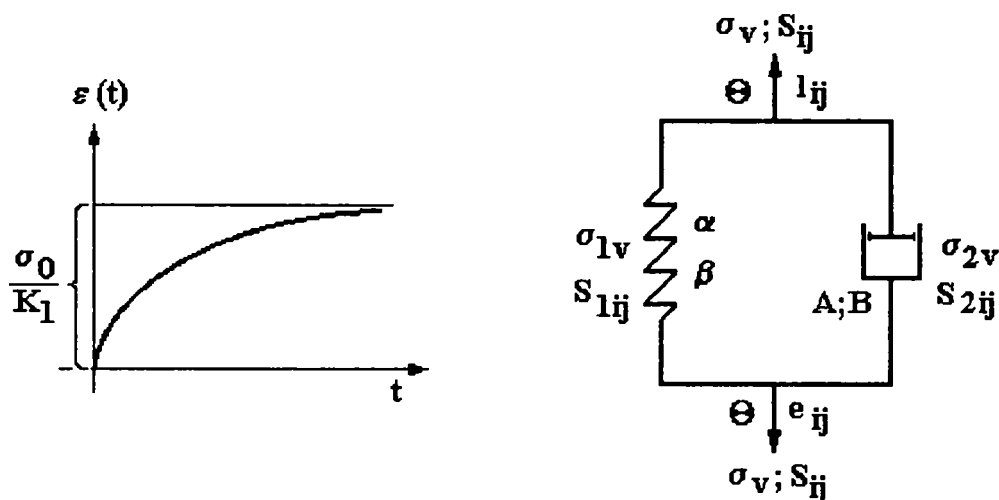


Figura 4.2

unde: α și β - constante elastice independente, ce caracterizează comportarea elastică a corpului (caracteristicile resortului);

A și B - caracteristicile amortizorului.

Pe baza acestora se pot stabili relațiile dintre elementele tensorilor σ_{ij} și ϵ_{ij} , care se vor obține experimental.

Pentru a urmări mai fidel fenomenul fizic în materialul curelelor multistrat confecționate mecanic, cu un comportament vâscoelastic se alcătuiește un model dintr-un număr mai mare de elemente simple specifice (resoarte și amortizoare; modelul Kelvin generalizat) vezi fig. 4.3.

Pentru cazul unei solicitări la întindere, tensiunea totală a întregului model va fi egală cu tensiunea din fiecare element iar deformația totală va fi egală cu suma deformațiilor din fiecare element.

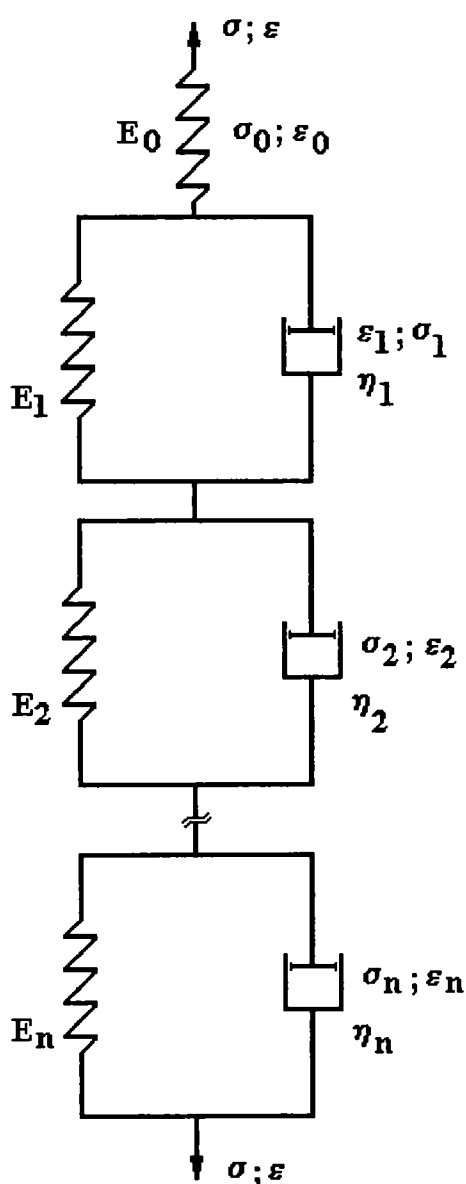
$$\begin{aligned} \sigma &= E_0 \varepsilon_0 ; \\ \sigma_1 &= E_1 \varepsilon_1 + \eta_1 \dot{\varepsilon}_1 ; \\ \sigma_2 &= E_2 \varepsilon_2 + \eta_2 \dot{\varepsilon}_2 ; \end{aligned} \tag{4.12}$$

$$\begin{aligned} \sigma_n &= E_n \varepsilon_n + \eta_n \dot{\varepsilon}_n ; \\ \varepsilon &= \varepsilon_0 + \varepsilon_1 + \dots + \varepsilon_n ; \end{aligned}$$

Astfel, putem scrie:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 + \sum_{i=1}^n \varepsilon_i(t); \tag{4.13}$$

$$\sigma(t) = E_0 \varepsilon_0 + \left(E_i + \eta_i \frac{\partial}{\partial t} \right) \varepsilon_i(t). \tag{4.14}$$



Se observă că termenul al doilea este similar cu valoarea lui $\sigma(t)$ pentru un corp Kelvin.

Ecuția de stare a corpului se poate scrie dacă din cele două ecuații de mai sus se elimină termenii $\varepsilon_i(t)$.

Astfel se obține relația scrisă sub forma operațională

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 + \sigma(t) \sum_{i=1}^n \frac{1}{E_i \left(1 + \frac{\eta_i}{E_i} \frac{\partial}{\partial t} \right)}. \tag{4.15}$$

Figura 4.3

Din (4.15) se observă că deformația totală (în funcție de timp) este o însumare a deformației elastice (datorită resorului) care are instanteneu cu aplicarea sarcinii și o însumare de deformații vâscoelastice a

tuturor corpurilor Kelvin.

Pentru determinarea ecuației diagramei de fluaj $\sigma(t)$ se egalează cu σ_0 și $\dot{\sigma}(t) = 0$.

Pe același considerent ca și cel de mai sus se poate scrie (ținând seama de relația (4.6), dar cu noile notații):

$$\varepsilon(t) = \sigma_0 \left[\frac{1}{E_0} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{E_i} \left(1 - e^{-\frac{E_i}{\eta_i} t} \right) \right]. \quad (4.16)$$

Funcția de fluaj se va determina din relația:

$$f(t) = \frac{\varepsilon(t)}{\sigma_0} = \frac{1}{E_0} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{E_i} \left(1 - e^{-\frac{E_i}{\eta_i} t} \right). \quad (4.17)$$

Dacă la modelul din figura 4.3 adăugăm la celălalt capăt (legat tot în serie) un amortizor cu caracteristica η_0 , atunci funcția de fluaj a acestui corp va fi:

$$f(t) = \frac{1}{E_0} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{E_i} \left(1 - e^{-\frac{E_i}{\eta_i} t} \right) + \frac{t}{\eta_0}.$$

Astfel caracterizată, cureaua multistrat la deformații lente (încărcări axiale) se va comporta ca un corp pur elastic, încărcarea și descărcarea efectuându-se practic, după aceeași curbă (dreaptă). Chiar dacă există o suprafață de histereză, aceasta este atât de mică, că poate fi neglijată.

Odată cu creșterea vitezei de deformație curbele de încărcare-descărcare nu se vor mai suprapune.

V

PROCESUL DE FRECARĂ SPECIFIC TRANSMISIILOR PRIN CURELE

5.1 Considerații asupra naturii fenomenului de frecare

Procesul frecării la transmisiile cu element flexibil și extensibil prezintă o serie de particularități, care îl situează într-un caz distinct, sub aspectul domeniului de existență, respectiv al metodelor de analiză.

Omiterea acestor particularități și eventual extrapolarea unor date experimentale, obținute în condiții străine cazului în speță, au condus la păreri neunitare, uneori contradictorii.

Conform teoriilor molecularo-mecanice, evoluția fenomenului de frecare uscată este influențată de următoarele complexe de factori [B.1,H.1]:

-natura perechii de materiale, aflate în mișcare relativă, care determină genul contactului forțat. Astfel la diferențe mari de duritate se poate considera un contact plastic, la durități apropiate, dar reduse ca valoare - un contact elasto-plastic, iar la durități mari - un contact elastic. În cazul analizat sunt posibile primele două categorii, după cum roțile sunt metalice sau nemetalice;

-macrogeometria suprafețelor în contact definită prin formă, mărime absolută și microrelieful lor (rugozitate). Acest grup de factori prezintă importanță redusă, întrucât transmisiile prin curele sunt geometric asemenea;

-parametrii funcționali și climatici constituiți de presiunea de contact p , viteza relativă de alunecare v_{al} , temperatura și umiditatea mediului ambiant. Presiunea de contact, ca și viteza de alunecare, variază nestaționar, analog cu tensiunea din curea, iar temperatura și umiditatea mediului de lucru (în limite normale) au o influență mult mai redusă;

-la curelele late sau cu strat de aderență din piele coeficientul de frecare

variază sensibil cu viteza de alunecare și presiunea de contact, fapt ce trebuie luat în considerare la integrarea ecuațiilor de mișcare (2.16);

-pentru toate celelalte soluții constructive, coeficientul de frecare se poate socoti, cu bună aproximație, ca o mărime constantă [G.4];

-materialul roților cauzează diferențieri importante, care sunt adesea ignorate. Astfel aliajele ușoare și materialele plastice pot duce la creșteri importante ale coeficientului de frecare și implicit ale capacității de tracțiune, dar reduc sensibil durabilitatea la uzare a curelei.

Poluarea accidentală a suprafeței active cu ulei, suspensii sau emulsii abrazive perturbă funcționarea transmisiei și agravează uzura.

5.2 Parametrii fundamentali ai procesului de frecare (particularități)

Considerând o porțiune infinitezimală din elementul flexibil, înfășurat pe roată, efortul tangențial F_t^* și rezultanta radială F_r sunt mărimi direct proporționale.

Ca urmare, în regim staționar de funcționare, valorile locale ale tensiunii σ^* și ale presiunii de contact p sunt liniar dependente (având în vedere că presiunea acționează pe suprafețele în contact forțat de-a lungul arcelor de înfășurare):

$$p_j^* = \sigma^* \frac{h}{r}; \quad \sigma^* = \frac{F^*}{A_c} . \quad (5.1)$$

Existând corelația (5.1) pe întreg arcul $\frac{\pi}{2} \leq \beta_{al} \leq \pi$ rezultă, că analog tensiunii, și presiunea de contact variază după o lege exponențială.

Modificarea stării de efort-deformație pe arcul β_{al} produce o mișcare relativă de alunecare între curea și roată.

Conform legii lui Kretz:

$$v_{al} = \xi v_1 \approx v_1 \frac{\sigma_1^* - \sigma_2^*}{E_t} = \frac{\sigma_1^* (1 - e^{-\mu \beta_{al}})}{E_t} ; \quad (5.2)$$

rezultă că și viteza de alunecare variază după o lege exponențială.

Întrucât pentru toate materialele de curea (cu unele restricții și pentru piele [G.4]) contactul alunecător este de tip uscat, cele observate anterior dovedesc caracterul nestaționar al procesului de frecare pe conturul arcului β_{al} .

În consecință, coeficientul de frecare constituie o mărime convențională (de calcul) și se poate exprima numai cu ajutorul valorilor medii ale parametrilor fundamentali, fiind influențat de presiunea de contact și de viteza de alunecare.

Accidental, transmisia poate lucra în condiții defavorabile de mediu (umiditate mare sau poluarea suprafețelor active cu materiale lubrifiante), condiții care se exclud însă la funcționarea normală.

Umiditatea accentuată poate conduce, în cazul roților metalice, la o funcționare nestabilă, însoțită de trepidații (stick - slip) [G.4; G.5].

Poluarea cu ulei, dăunătoare materialului macromolecular, va fi treptat eliminată prin expulzare, iar coeficientul convențional de frecare, inițial foarte redus, va tinde spre valorile obținute în condiții normale (dacă nu intervine înainte descompunerea materialului de bază a stratului de aderență, sub acțiunea uleiului mineral).

VI

PRINCIPIILE SIMULĂRII NUMERICE

6.1. Sisteme și modele

Simularea ca tehnică (sau set de tehnici) a fost puțin cunoscută înainte de anii 60 de altcineva decât de cei ce o utilizau pentru rezolvarea unor probleme speciale. La sfârșitul deceniului amintit s-au publicat primele încercări de definire a simulării, care era descrisă ca o tehnică în cadrul căreia se pot genera modele pentru a reprezenta sisteme reale sau ipotetice, sau ca o tehnică (eventual un set de tehnici) în care dezvoltarea de modele ajută la înțelegerea comportării unui sistem real sau ipotetic.

Un sistem poate fi considerat ca fiind alcătuit dintr-o mulțime de obiecte care interacționează în cadrul unor limite, pentru a produce un anumit model comportamental. Ideea de limite este necesară pentru a separa sistemul de restul universului și a face studiul său abordabil.

În esență simularea este/constă în **modelarea sistemelor** cu ajutorul calculatoarelor (PC). Pentru a stabili ce înseamnă (ce cuprinde) un model trebuie stabilit ce informații se așteaptă a se obține prin manipularea unui model în timpul simulării. Cunoscând acestea, chiar și în formă generală, se poate decide ce formă trebuie să aibă modelul.

Ierarhia modelelor. În cel mai larg sens, modelele pot avea două forme: modele fizice (iconice sau replici) sau modele abstracte (raționale sau matematice). Modelul abstract este mai relevant pentru simularea cu scop general (simularea de la care se așteaptă obținerea mai mult decât a unor informații înguste despre sistem). Figura 6.1 prezintă o structură arborescentă simplă ce indică ierarhia unei structuri de model [B.2]. Este evidențiat traseul preferențial.

Modele FIZICE. În procesul realizării unor produse, în industrie, este necesară construirea și testarea unor modele - replici în diferite scopuri. Modelele de aparate de zbor sau/și autovehicule, nave sunt testate (demult) în tunele aerodinamice și hidrodinamice în procesul proiectării lor. Acest lucru se face pentru a obține un optim din punct de vedere aerodinamic - coeficienți aerodinamici minimi.

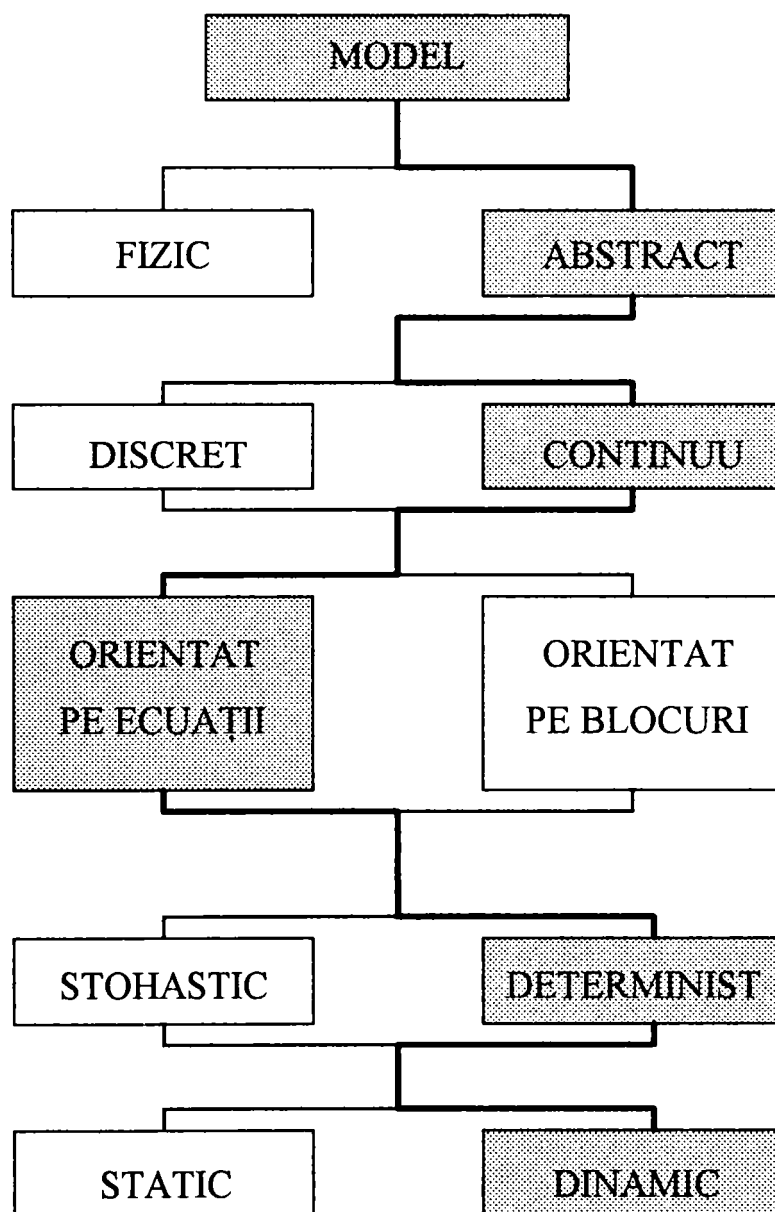


Figura6.1
Ierarhia tipurilor modelelor

Reducerea rezistenței aerodinamice micșorează consumul de combustibil, ceea ce crește eficiența economică a produsului și reduce forța de tracțiune necesară obținerii unei anumite viteze.

În ultimii ani, cu creșterea costurilor pentru transportul auto, industriile producătoare de vehicule propulsate de motoarele cu ardere internă, au constatat că este avantajos să testeze modelele caroseriilor automobilelor proiectate, în tunele aerodinamice, pentru a reduce frecarea cu aerul.

Altfel spus, necesitățile economice ale zborului sau cursei auto au cerut testarea modelului fizic în tunele aerodinamice ca parte a procesului proiectării aeronavei sau a vehicolului auto.

Rezultatele s-au îmbunătățit esențial deși a apărut tendința ca formele caroseriilor să devină similare.

Industriile de prelucrare chimică pot avea nevoie de construirea unor stații pilot pentru a testa tehnologia unui nou produs. Datele obținute din versiunea la scara pilot redusă, pot fi extrapolate pentru a fi utilizate la proiectare după necesități.

Modelarea fizică are dezavantajul unui domeniu îngust de elemente utilizabile. Pentru a obține răspunsuri, referitoare la o gamă largă de probleme, legate de produsul analizat, este nevoie de o simulare de uz general. Aceasta este realizabilă de către modelele abstracte.

Modele abstracte (MATEMATICE). Un model matematic al unui sistem este o abstractizare a realității pe care o reprezintă. Un model abstract se poate obține prin punerea în cuvinte, relații matematice sau alte forme a cunoștințelor modelatorului despre comportarea sistemului real. Modul în care modelatorul percepe comportarea sistemului real (ideile sale despre comportarea acestuia) va avea o influență considerabilă asupra tipului de model ce va fi creat.

În scopul simulării, modelarea abstractă are două forme principale. Dacă se modifică în mod continuu comportarea sistemului, astfel încât caracteristicile comportamentale ale modelului ar trebui să fie accesibile în orice moment - rezultă un model continuu.

Dacă, pe de altă parte, tipul modelului este conceput astfel încât modificările de stare au loc doar la momente date de timp, caracteristicile rămânând constante între aceste momente, este necesar un model discret. Diferențierea o realizează atitudinea modelatorului față de timpul de simulare.

Caracteristicile modelelor. Simulările inițiale au fost realizate, în special, pentru proiectarea unor sisteme ingineresti, utilizând calculatoare analogice, pentru a rezolva relațiile matematice ce descrieau formele așteptate de comportare a modelelor. Natura calculatoarelor analogice cere ca formularea să fie “orientată pe blocuri”, pentru a corespunde componentelor analogice.

Dezavantajul unei modelări pur orientate pe blocuri constă în necesitatea unui număr foarte mare de blocuri, pentru a reprezenta complexitatea prezentă într-o relație matematică tipică scrisă pe un singur rând. Segmentarea în blocuri poate duce la pierderea înțelegerii modelului în ansamblu.

Forma de modelare “orientată pe ecuații”, facilitată de limbajele moderne de programare de nivel înalt, pentru calculatoare, păstrează cele mai multe elemente din relațiile matematice cuprinse în instrucțiunile programelor, putându-se realiza un model complex într-o singură linie de cod.

Cele mai multe pachete de software pentru simulare de uz general sunt procedurale, deci orientate pe ecuații; dar se utilizează și elemente ale modelării orientate pe blocuri, de exemplu, pentru reprezentarea funcțiilor arbitrare și pentru neliniarități speciale.

În simularea sistemelor ingineresti, uzual se ignoră incertitudinile modelului și ale datelor modelelor tratându-se ca fiind “deterministe”. Dacă incertitudinile sunt neimportante (și prin urmare - neglijabile) față de comportarea dinamică generală a modelului, o asemenea decizie este validă.

Dacă incertitudinile sunt suficient de importante pentru a afecta dinamica modelului, ele nu pot fi ignorate și deci trebuie eliminate.

Nu există nici o regulă care să spună că un model continuu trebuie să fie integral determinist, sau că un model discret trebuie să fie orientat pe blocuri. Cu

toate acestea, în majoritatea cazurilor, simularea continuă va fi tratată drept determinată, iar un model discret va fi stohastic [B.2].

Modelele dinamice, care conțin sisteme de ecuații diferențiale, ordinare sau cu derivate parțiale, vor fi, aproape sigur, modele continue. Rezolvarea ecuațiilor diferențiale nu intră în metodologia simulării discrete.

Asemănător, ecuațiile algebrice vor fi o bună parte a unui model continuu, pe când un model discret va conține astfel de ecuații într-un număr mai mic, comparativ cu dimensiunea modelului.

Relațiile logice (descriind procese de decizie) sunt parte importantă a modelelor discrete, activitatea modelului fiind condusă de interacțiunea unor astfel de procese de decizie.

* * *

Așadar, simularea este o tehnică pentru examinarea comportării dinamice a modelelor. Acest lucru se realizează prin implementarea pe echipamente de calcul, ceea ce permite manipularea și testarea modelului în diferite moduri pentru a înțelege comportarea sa. Astfel se speră realizarea abilității de a prevedea/prognoza comportarea sistemului real, care se încearcă a fi simulat.

În stadiul conceptual al proiectării, de regulă, în discuție sunt câteva opțiuni pentru sistemul considerat. Simularea este menită să ajute la selectarea variantelor optime de proiectare în toate fazele procesului, realizând și testarea opțiunilor disponibile.

Metodica proiectării unei simulări constă din trei etape:

a) Dezvoltarea, care constă din stabilirea/evaluarea comportării așteptate de la sistemul real, într-o formulare destinată calculatorului și transcrierea modelului în formă de program.

b) Testarea, ce se reduce la verificarea comportării modelului în diferite condiții și validarea acestuia în calitate de echivalent al sistemului real.

c) Exploatarea, care constituie supunerea modelului unui program experimental.

Implementarea unui model pentru simulare pe calculator necesită o pregătire în domeniul programelor specializate de calculator, care va permite realizarea descrierii modelului, introducerii datelor, afișării rezultatelor simulării și facilităților grafice pentru corelarea și prezentarea mărimilor variabile.

Aceste facilități, precum și altele, au fost combinate într-un pachet, scris în limbaj de nivel înalt, precum MATLAB.

MATLAB (MATrix LABoratory) este un pachet de programe de înaltă performanță, dedicat calculului numeric și reprezentărilor grafice, permițând modelări și simulări numerice, prelucrări de date și reprezentări grafice asistate de calculator. El integrează analiza numerică, calculul matriceal, procesarea semnalului și reprezentările grafice, având ca element operațional de bază - matricea.

Printre resursele de calcul și reprezentare grafică ale MATLAB-ului se menționează domeniile [G.6]:

1. operații matematice fundamentale;
2. algebra liniară și funcții matriceale;
3. analiza datelor și transformatele Fourier;
4. analiza numerică neliniară;
5. programe;
6. reprezentarea graficelor 2D și 3D;
7. vizualizarea graficelor;
8. proprietăți și resurse;
9. utilizarea interfeței grafice;
10. suportul pentru imprimare;
11. schimbul de documente.

MATLAB-ul poate fi ușor extins, permițând dezvoltarea aplicațiilor specifice domeniului (în care se lucrează). De asemenea, pachetul de programe include și aplicații specializate (TOOLBOX-uri), care sunt colecții extinse de funcții MATLAB ce dezvoltă mediul de programare de la o versiune la alta, pentru a rezolva probleme din domenii variate.

Structural, MATLAB-ul este realizat sub forma unui nucleu de bază, cu interpretor propriu, în jurul căruia sunt construite TOOLBOX-urile.

6.2 Aplicațiile simulării pe o transmisie prin curele

Funcționarea unei transmisii prin frecare cu element flexibil, indiferent de regim, este definită cu ajutorul caracteristicii universale [G.4]:

$$\xi = \xi(\varphi) \cup \eta = \eta(\varphi)$$

(familiile curbelor de alunecare elastică și randament în funcție de coeficientul de tracțiune).

Complexitatea proceselor funcționale face imposibilă (pentru moment) descrierea integrală pe cale teoretică a caracteristicii universale. Din aceste motive se recurge la cercetarea experimentală pe instalații specializate pentru modelare sau se simulează comportamentul transmisiei utilizând echipamentul de calcul - PC.

Indiferent de natura mijloacelor de investigație, programul experimental se realizează în regim stabilizat, variind parametrii fundamentali.

Utilizând simularea, putem crea modelul care ne va reprezenta sistemul real pentru a ne facilita înțelegerea comportării acestuia (cu alte cuvinte, sistemul ne va genera un anumit model comportamental).

Examinarea teoretică a funcționării transmisiilor prin curele întâmpină reale dificultăți metodice, care sunt cauzate de arhitectura transmisiei, sistemul de tensionare, natura procesului de frecare, de structura și comportamentul reologic al materialului curelei.

Folosind pachetul MATLAB, s-a întocmit/realizat un program universal de proiectare, dimensionare și simulare a diferitelor tipuri de transmisii cu element flexibil intermediar prin frecare, denumit TRELINT 1.1 (al cărui schemă-bloc este prezentată în figura 6.2), cu ajutorul căruia utilizatorul să poată evalua orientativ, având la dispoziție informațiile necesare, atât în etapa de calcul curentă cât și în cele referitoare la întregul traseu de parcurs.

Programul TRELINT 1.1 este întocmit analog/asemănător unuia de tip

“wizard”, fapt ce simplifică la maximum utilizarea sa.

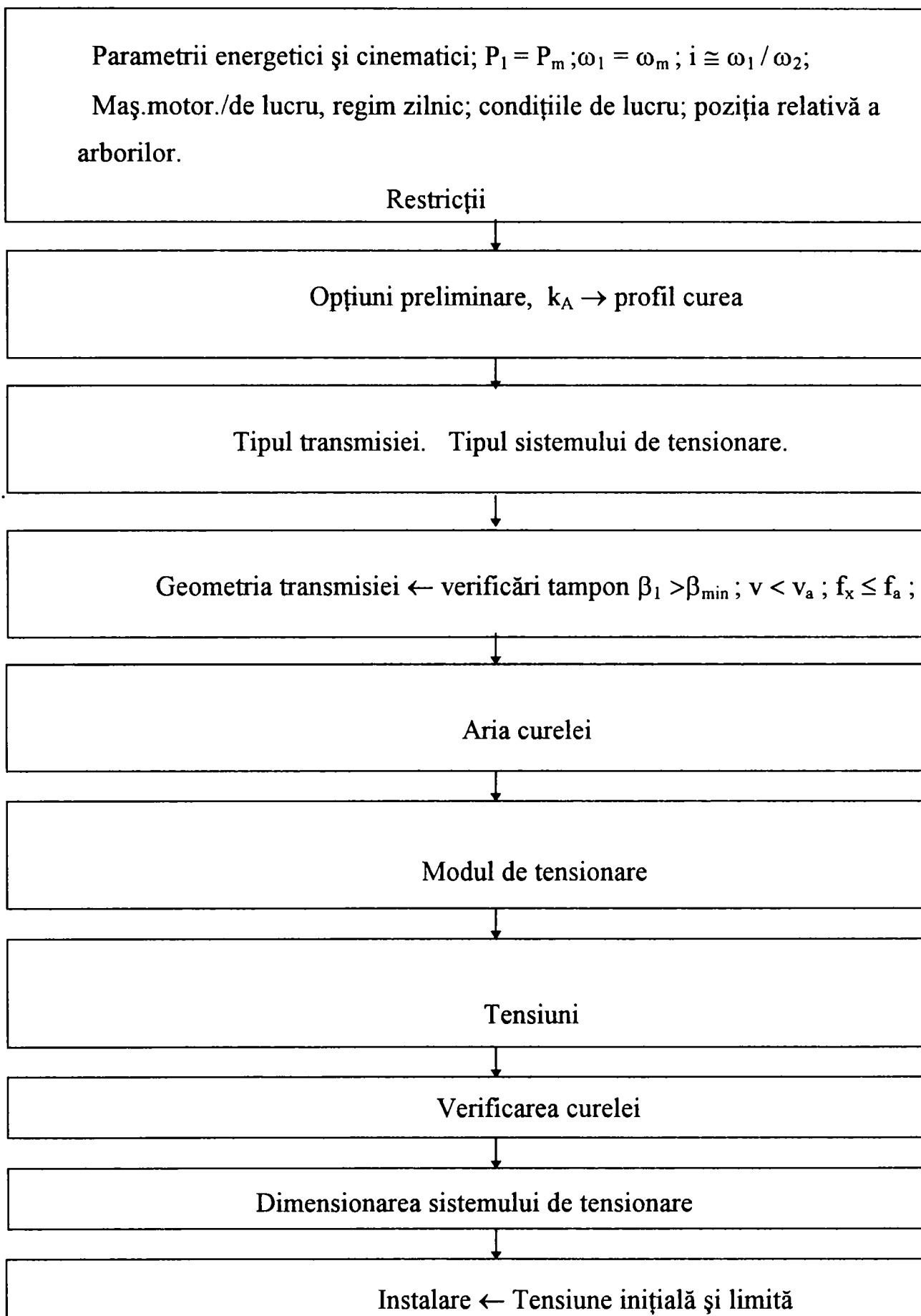
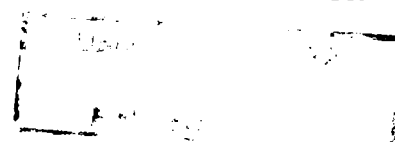


Figura 6.2



“Soft”-ul TRELINT este conceput modular, astfel încât - pe parcurs - să se poată acoperi întreg domeiul transmisiilor prin element intermediar flexibil, permițând să se extindă aria de cuprindere a versiunii existente, de la calculul curelelor late, pentru o transmisie de tip standard, la calculul curelelor trapezoidale, incluzând și celelalte tipuri de sisteme de tensionare.

Este prevăzută posibilitatea de a oferi suplimentar opțiunea între două metode de desfășurare a calculului:

- metoda clasică, elaborată și utilizată la Catedra de Organe de Mașini și Mecanisme de la Facultatea de Mecanică a Universității “Politehnica” din Timișoara.

- metoda generală VDI, după normele germane.

De asemenea, actuala versiune oferă o primă posibilitate de proiectare avansată, care de obicei nu este prevăzută în cadrul unor programe similare: calculul dinamic al regimurilor tranzitorii ale transmisiei.

După introducerea opțiunilor și datelor inițiale, traseul de calcul parcurge etapele (secțiunile) clasice, în conformitate cu ordinograma din figura 6.2 a .

a) - stabilirea datelor preliminare (coeficientul de regim, cel de alunecare elastică, etc): subrutina PRELIM;

b) - calculul geometric, subrutina GEOM;

c) - alegerea curelei (caracteristicile de material ale acesteia), subrutina ALEGE;

d) - calculul de rezistență urmat de reprezentări grafice (inclusiv spațiale) ale transmisiei în corelație cu eforturile și tensiunile, la o scară a acestora pe care o poate stabili utilizatorul, subrutina REZI;

e) - calculul sistemului de tensionare, interacțiunea cu arborii, precum și elemente de calcul necesare instalării curelei, subrutina TENSIST;

f) - calculul dinamic (simularea regimului tranzitoriu - demararea transmisiei), subrutina DINAM;

g) - vizualizarea 3D a transmisiei cu posibilități de animație, subrutina VIZ 2/3D.

Interfața grafică “MILINT”, cu ajutorul căreia este construit programul,

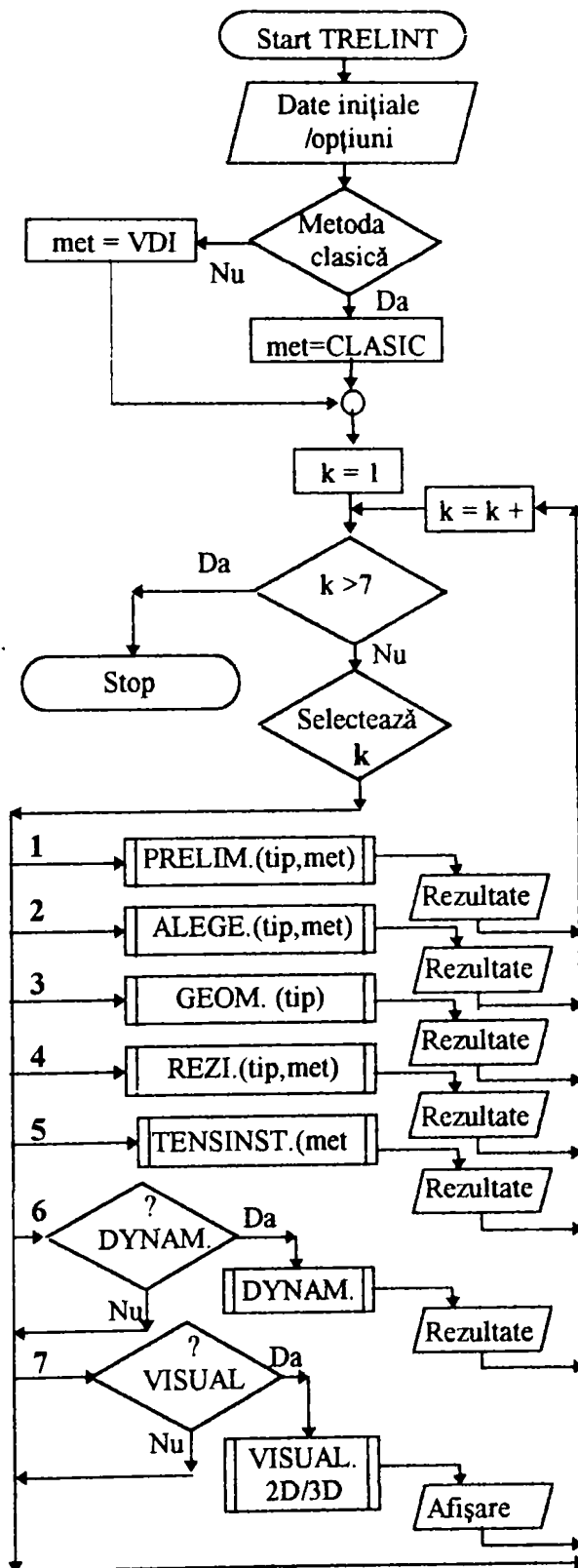


Figura 6.2a

conferă toate facilitățile de navigare și orientare atât la nivelul fiecărei etape de calcul, cât și la nivelul întregului algoritm, al interfeței, respectiv al propriului pachet “soft”.

6.3 Program de calcul pentru transmisiile cu element flexibil intermediar (Posibilități de modelare geometrică și vizualizare)

Odată cu răspândirea PC-lor, funcție de limbajele de programare, au fost concepute numeroase programe de calcul referitor la domeniul organologic. De cele mai multe ori, acestea sunt personalizate și se adresează unor utilizatori avizați, neposedând caracteristicile unui "soft" interactiv, care să permită consultarea unor "help"-uri întocmite gradual, în funcție atât de etapa de calcul parcursă, cât și de nivelul de instruire al utilizatorului.

Pornind de la neajunsurile enunțate, s-a conceput un pachet "soft" capabil să le elimine și în plus, capabil să ofere posibilități de modelare geometrică (atât în 2D, cât și în 3D), lipsa acestora resimțindu-se în programele uzuale din activitatea de proiectare.

Programul, denumit "TRELINT", conceput pentru proiectarea transmisiilor prin curele, scris sub mediul "MATLAB", utilizează modulele de interfațare (cu bare, butoane și meniuri specializate proprii), de afișare a tabelelor complexe și de vizualizare 2D și 3D, elaborate pentru acest scop.

Utilizatorul are posibilitatea de alegere inițială a modalității de calcul: complet automatizat (cazul unor calcule rapide, fără intervenții multiple pe parcurs, dar cu opțiuni inițiale mai consistente) și conversațional, la care utilizatorul urmărește pas cu pas algoritmul de calcul prin intermediul unor ferestre grafice, care oferă informațiile necesare pentru luarea unei decizii corespunzător etapei curente de calcul. În cadrul acestor etape utilizatorul are acces la patru tipuri de informații (tip "help") prin intermediul butoanelor și/sau operațiunilor din meniul propriu. Această modalitate este foarte eficientă atât în scopuri didactice, cât și pentru găsirea unor variante care se abat de la soluțiile obișnuite, impuse prin program în varianta de lucru automatizat [L.2].

În activitățile de proiectare a organelor de mașini, între etapa de calcul

propriu-zis și realizarea documentației desenate, de regulă nu se poate verifica configurația geometrică, eventualele erori fiind sesizate abia după realizarea desenului. Corectarea acestora atrage după sine și refacerea calculului. Programele uzual utilizate pentru proiectarea componentelor mecanice se rezumă de obicei la partea de calcul. În cadrul preocupărilor legate de programarea calculelor referitoare la transmisiile cu element intermediar flexibil s-a propus să se elimine acest neajuns, limbajul de programare utilizat, din mediul "MATLAB" oferind posibilitatea generării unor configurații grafic-geometrice cu bune posibilități de vizualizare în 2D și 3D.

Programul de calcul conceput, "TRELINT" în varianta sa inițială are posibilitatea generării geometriei transmisiei prin curele, controlând fiecare element al acesteia (roata conducătoare și cea/cele conduse - la nivel de diametru caracteristic pentru fiecare, precum și elementul intermediar flexibil propriuzis), realizând și o reprezentare grafică a acestora (atât în 2D cât și în 3D, cu azimut și elevație controlate). Se poate separa zona periferică a roții pentru evidențierea contactului roată/curea. Deasemenea, se pot realiza reprezentări grafice (inclusiv spațiale) ale transmisiei în corelație cu eforturile și tensiunile (reprezentare sub formă "continuă", sau chiar reprezentare convențională sub formă vectorială), la o scară a acestora pe care o poate stabili utilizatorul, cu departajarea (inclusiv prin culori) a părților de efort/tensiune activ/ă de cel/cea masiv/ă, respectiv evidențierea tensiunilor de încovoire. Concomitent, se pot evidenția unghiurile de aderență și alunecare pe fiecare roată [O.1].

Cu ajutorul modulului specializat de vizualizare/rotire/transformare 3D, "TRANSVIZ", reprezentările grafic-geometrice pot fi examinate sub diferite unghiuri de azimut/elevație, trecerile de la o poziție la alta efectuându-se spectaculos, cu animație. Animația este deasemenea prezentă și la relevarea mișcării unui element de curea, precum și a elementelor de roată din zona periferică.

Mediul "MATLAB", care dispune de o grafică performantă, este potrivit pentru rezolvarea aplicațiilor inginerești, motiv pentru care a și fost utilizat la alcătuirea programului în care s-a încercat o standardizare a interfeței grafice.

Principiile care determină alcătuirea unei interfețe grafice, și modalitățile soft de alcătuire rezultă din cerințele impuse de natura problemelor de organologie, cărora le este dedicată. Astfel, utilizatorului trebuie să i se ofere posibilitatea de a parcurge sesiunea de lucru exclusiv prin intermediul ferestrelor grafice, fără a apela fereastra de comenzi principală a mediului de programare. Instrumentele de alegere și decizie (butoanele), precum și - dacă este cazul - câmpurile de editare pentru introducerea "manuală" a unor date se grupează în bare specializate, facând apel la majoritatea resurselor grafice de acest gen ale "MATLAB"-ului. Deasemenea, necesitatea afișării unei multitudini de date (prezentate tabelar sau în alte moduri) ridică problema corelării mărimii fonturilor cu rezoluția ecranului (dependentă de resursele hard ale utilizatorului), iar necesitatea de a tipări rezultatele finale sau/și intermediare de calcul impune obligatoriu posibilități de setare a culorilor tuturor obiectelor aflate pe ecran (tip text, tip axă sau "control", precum și a fondului figurii/ecranului în sine).

Pentru afișarea tabelară a matricilor, "MATLAB" dispune de funcția *pltmat*, dar diversitatea tabelelor și îndeosebi configurațiile combinate (pe orizontală și verticală) o fac practic inutilizabilă. Iată de ce s-a conceput modulul "VERTTAB", capabil să rezolve aceste probleme, folosind modalitatea de afișare cu obiecte text dintr-o matrice șir de caractere (modalitate folosită și în funcția menționată). Pentru a pune la dispoziția utilizatorului mai multe categorii de help (existând mari diferențe la lungimea textului), a fost adaptată funcția *hlpfun* din "MATLAB", cu afișare în sistem multipagină [O.2].

În ceea ce privește posibilitățile de vizualizare, s-a construit un modul, capabil să ofere imaginea sistemului studiat (inclusiv a unor componente ale sale) din orice poziție selectată de către utilizator.

6.4 Modelare, proiectare și verificare

TRELINT este un program de calcul de tip "wizard" ("vrăjitor"), pentru organe de mașini cu ajutorul cărora utilizatorul se poate orienta perfect având la dispoziție - concomitent - toate informațiile necesare (atât cele referitoare la etapa de calcul curentă, cât și cele referitoare la întregul traseu de parcurs). Bineînțeles că renunțarea la constrângerile de tip "wizard" transformă acest program într-unul clasic, de calcul automatizat, cu posibilitate de proiectare avansată.

Pentru un astfel de program, drept aplicație - "pilot", s-a ales domeniul curelelor late de transmisie, urmând ca "uneltele" soft concepute, să fie perfecționate și apoi utilizate și la alte aplicații.

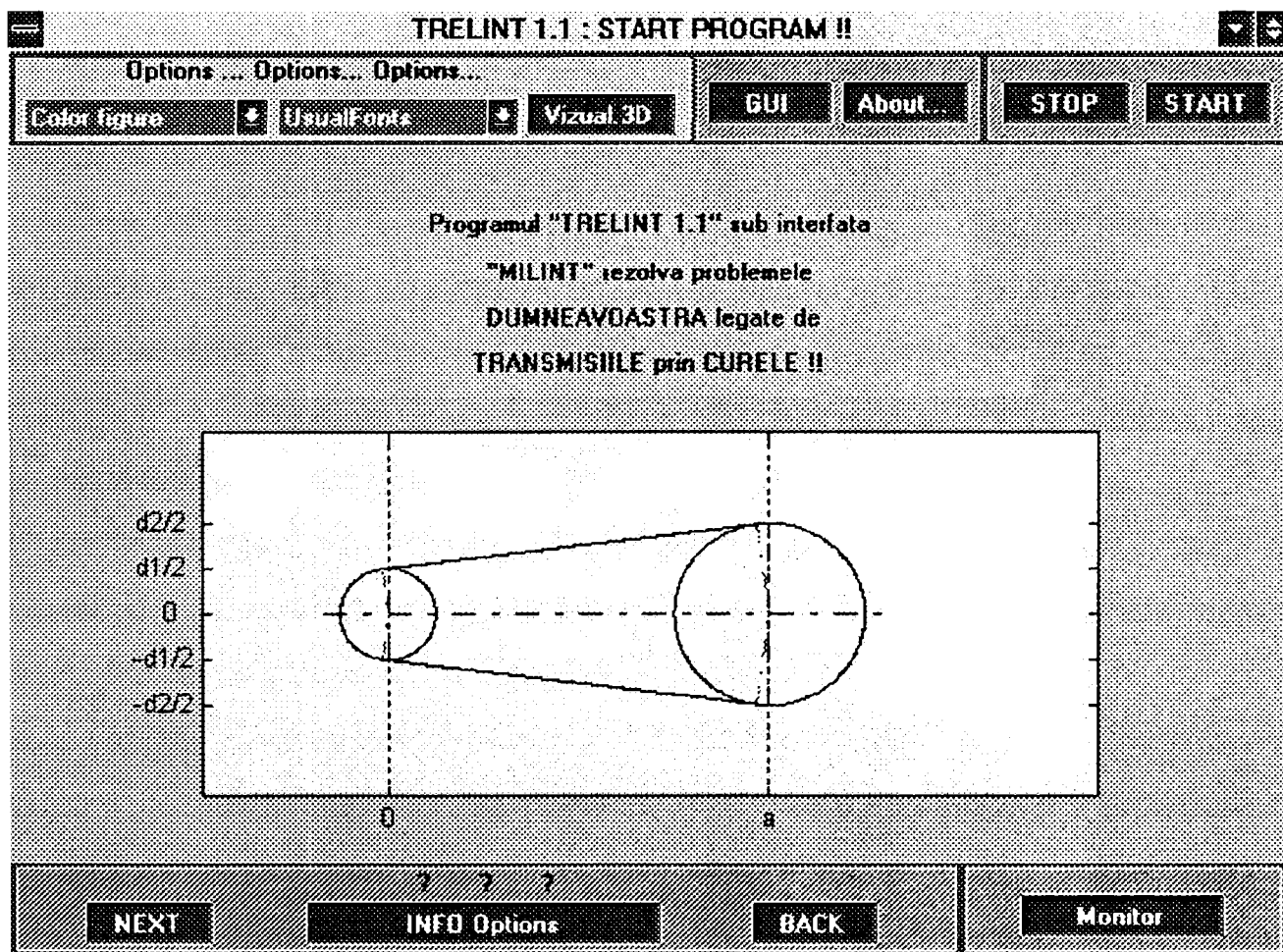


Figura 6.3

Programul propriu-zis s-a conceput pe baza metodologiei elaborate și utilizate la Catedra de Organe de Mașini și Mecanisme de la Facultatea de Mecanică a Universității "Politehnica" din Timișoara, metodologie referitoare la întreg domeniul transmisiilor prin element intermediar flexibil (grupul de inițiale oferind și denumirea generică a programului: "TRELINT").

Datorită facilităților de modelare grafică, s-a optat pentru mediul de programare "MATLAB". Sub acest mediu au fost concepute și utilizate pentru programul "TRELINT" următoarele pachete soft specializate:

a) interfața grafică "MILINT", (din figura 6.3) care conferă programului "TRELINT 1.1" calitățile unui mediu de sine stătător (în fapt "submediu" MATLAB dedicat unei probleme de organologie), utilizatorul parcurgând sesiunea de lucru - cu ajutorul acesteia - exclusiv prin intermediul ferestrelor grafice uzând de mijloace soft clasice: obiecte de tip "control", sau poziții din meniu. Acestea sunt - la rândul lor grupate rațional în două bare (superioară și inferioară) și în două meniuri specifice. Pe lângă posibilitatea de efectuare a unor operațiuni clasice (setare de culori și de fonturi, salvare, închidere ecran, imprimare, ș.a.) pe care le oferă, interfața "MILINT" dispune de patru categorii de "help": două generale (despre mijloacele soft, și despre transmisia în sine), și două particulare, sensitive la context (un "help" legat de conținutul fiecărei ferestre grafice, denumit "Info...", celălalt, "Monitor"-ul indicând etapa în care se află utilizatorul la un moment dat, deasemenea și situarea acesteia față de întregul traseu de calcul).

b) modulul de afișare a tabelelor complexe "VERTTAB", care dă posibilitatea și unor programatori fără prea mare experiență să concentreze foarte multe informații pe ecran în modul grafic "MATLAB",

c) modulul de vizualizare 3D, "TRANSVIZ", utilizat pentru relevarea din diferite poziții (determinate de utilizator prin azimut și elevație) a configurației grafic-geometrice a transmisiei.

Pentru versiunea inițială "TRELINT 1.1" s-a adoptat sistemul de tensionare cu modificarea distanței dintre axe și transmisia standard (un consumator, arbori paraleli și ramuri deschise).

Traseul de calcul parcurge etapele clasice [L.4]:

The screenshot shows a software window titled "Sectiunea 1/ Preliminarii/ Alegerea 'kd'". The menu bar includes "File", "Edit", "Windows", "Help", "CLASSIC", "HELPS", and "Windows".

Suprasarcina de scurta durata a masinii de lucru [%]				
<50	50...100	100..150	150..200	>200
1.2	1.4	1.6	1.8	2
Valoarea coeficientului de regim, kd [-]				

Below the table, there are instructions: "Positionati cursorul mous-ului in caseta de editare !" and "Alegeti si introduceti valoarea aleasa in caseta de editare !!".

Two dialog boxes are shown: one with a text box containing "1.4" and a confirmation dialog with the text "Ati ales Kd = 1.4 !!", "DA" (Yes), "NU" (No), and "?? Este corect ??".

A control bar at the bottom contains buttons: "NEXT", "INFO coefic.dinamic", "BACK", and "Monitor".

Figura 6.4

- opțiuni și date inițiale și apoi cele preliminate (alegerea coeficientului de regim, kd, conform figurii 6.4 și alegerea diametrului roții motoare, conform figurii 6.5).
- calculul geometriei;
- alegerea caracteristicilor de material a curelelor;
- alegerea curelei și apoi a puterii/unitatea de lățime;
- calculul de rezistență urmat de reprezentări grafice (inclusiv spațiale) ale transmisiei în corelație cu eforturile și tensiunile (reprezentare sub formă "continuă", sau chiar reprezentare convențională sub formă vectorială), la o scară a acestora pe care o poate stabili utilizatorul;
- calculul sistemului de tensionare;
- vizualizarea 3D a transmisiei cu posibilități de animație.

Fiecare etapă de calcul este legată de o fereastră grafică activă (figurile 6.4 și 6.5 constituie un bun exemplu). Pe baza informațiilor conținute în fereastră și a

"help"-urilor senzitive utilizatorul alege parametri și opțiuni, respectiv ia decizii asupra acțiunilor de urmat prin program: acceptare și trecere la etapa următoare apăsând butonul "DA"-buton de tip "NEXT" în accepțiunea clasică "wizard", sau, de renunțare/modificare a datelor și opțiunilor în cauză apăsând butonul "NU"-buton de tip "BACK" în aceeași accepțiune, putând produce întoarcerea la etapa/ele precedentă/e. Butoanele "DA", "INFO..." și "NU", plasate pe bara inferioară alături de "MONITOR", sunt parte integrantă a ferestrelor active.

Se menționează faptul că utilizatorul poate stabili valoarea unor parametri sau date în mod automatizat (chiar în cadrul modului de lucru "wizard", prin butoanele "implicit"), sau, de la tastatură, prin editare în căsuțe specializate de editare. Pe măsura efectuării calculelor, rezultatele utile se concentrează în ferestre grafice pasive, care rămân la dispoziția utilizatorului (fiind gestionate, însă, de mediul "MATLAB").

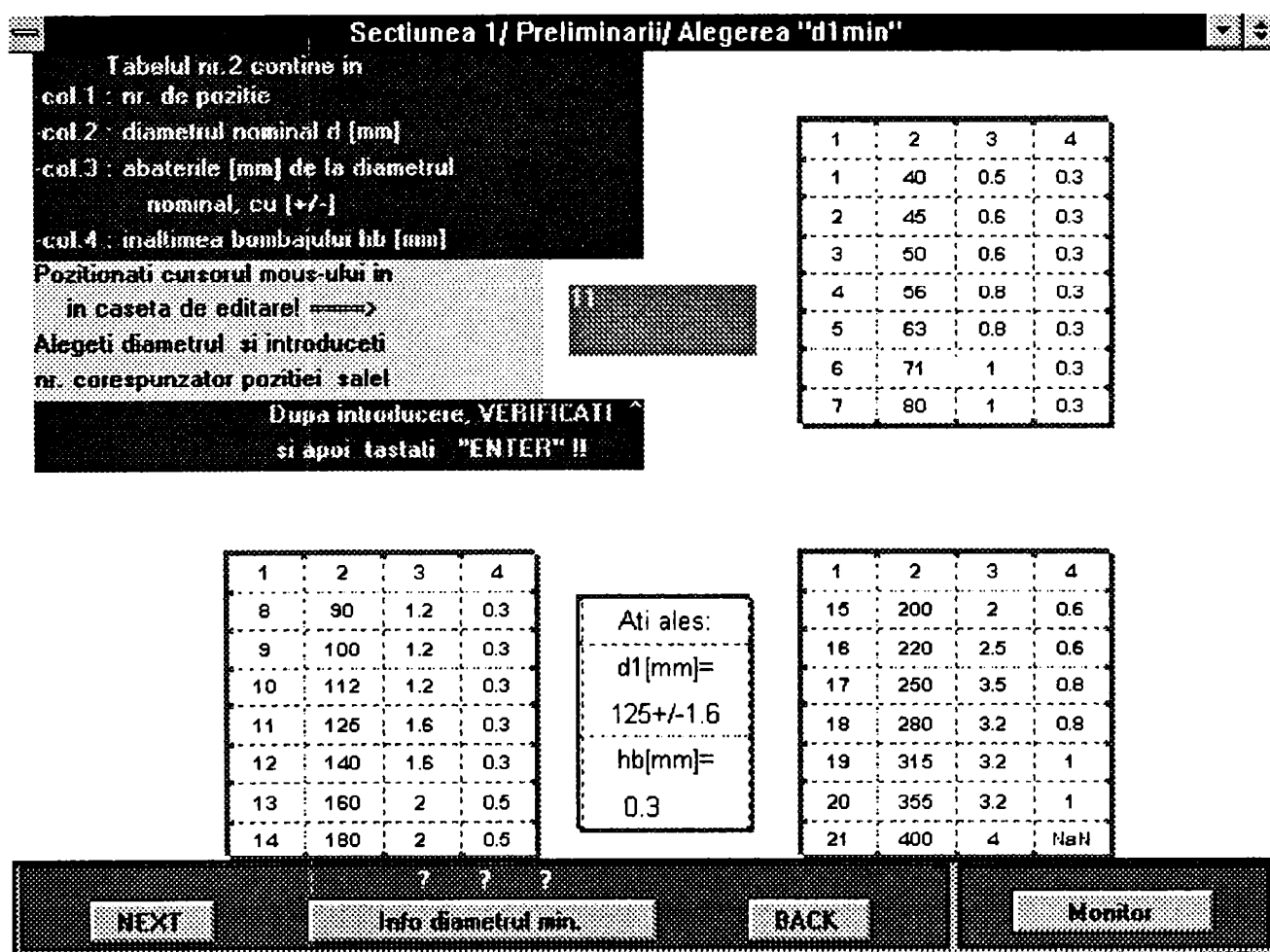


Figura 6.5

“TRELINT 1.1” are posibilitatea efectuării calculelor și în mod automatizat, fără intervenția utilizatorului (în acest caz, setul de date inițiale fiind bineînțeles mai consistent decât în modul de lucru “wizard”).

Organizarea internă a soft-ului urmărește etapele de calcul, acestea fiind concentrate în fișiere script de tip “*.m”. Transmiterea datelor utile de la o etapă la alta se efectuează prin fișiere de tip “*.mat”, oferind astfel posibilitatea de întoarcere la oricare din etapele deja parcurse de utilizator, și reluarea traseului de calcul concomitent cu eliberarea comandată a memoriei.

Programul de calcul "TRELINT 1.1" are calitatea de a conduce cu maximă siguranță utilizatorul de-a lungul traseului de calcul, oferind informații în mod gradat, (prin intermediul celor patru categorii de "help"), în funcție de context (posedând totodată și extinderi care îi conferă o mare eficiență și în procesul de instruire didactic).

6.5 Calculul transmisiilor cu element flexibil intermediar prin intermediul programului TRELINT 1.1 (mod de lucru)

Pentru a arăta modul de lucru cu programul "TRELINT 1.1", s-a propus efectuarea calculului de proiectare pentru cazul unei transmisii clasice, cu sistem de tensionare prin modificarea distanței dintre axe (indiferent de soluția constructivă adoptată) [L.3].

Deschiderea sesiunii de lucru are loc prin intermediul ecranului prezentat în figura 6.6, ecran care conține toate locațiile grafice (bare, meniuri) ale interfeței "MILINT". Cu ajutorul celor patru categorii de "help" ale acesteia, utilizatorul se familiarizează cu posibilitățile de setare și manevrare a elementelor de tip control, barelor și meniurilor, precum și cu modul de lucru al programului "TRELINT 1.1".

Fiecare etapă distinctă de calcul este corelată cu o fereastră grafică activă, al cărei titlu o caracterizează; numerotarea și titlul ei generic pot fi lăsate în gestiunea mediului "MATLAB" ("Figura nr..."), sau forțate prin program ("Secțiunea nr..."). În cele ce urmează sunt prezentate ferestre în ambele variante. Reamintim faptul că utilizatorul controlează calculul prin intermediul butoanelor de tip "next" și "back", aflate pe bara inferioară ("DA", "NU"), informațiile suplimentare fiindu-i oferite prin intermediul celor două butoane de "help" senzitiv la context de pe aceeași bară. Menționăm faptul că, de obicei, setările (respectiv alegerile de parametri) devin operante după o confirmare fermă, existând și posibilități de anulare și/sau întoarcere (inclusiv întoarcere la oricare din etapele precedente).

Cu observația că nu au fost reproduse toate ecranele active (din motive evidente de spațiu), traseul de calcul poate fi urmărit, pe etape, prin intermediul ferestrelor grafice, precum și după cum urmează din cele de mai jos:

- a) după introducerea datelor inițiale, și a etapei datelor preliminate, urmează:
- b) alegerea distanței dintre axe, și apoi calculul geometric, după care toate datele alese, preliminate și calculate sunt concentrate în fereastra grafică din figura 6.6

c) alegerea parametrilor de material (figura 6.7), în care , după cum se observă, figurează date pentru toate tipurile de curea, accesibile fiind doar cele corespunzătoare sesiunii de lucru. Ecranul pasiv cu datele alese și verificările curente nu este reprodus.

d) alegerea curelei și apoi a puterii transmisibile (figurile 6.8, și 6.9); rezultatele fiind afișate în figura 6.10.

e) calculul de rezistență, ale cărui rezultate sunt concentrate în ecranul pasiv din figura 6.11; (a fost forțată neglijarea componentei de încovoiere a efortului/tensiunii, pentru a conferi o claritate mai mare ecranului de reprezentare grafică a parametrilor de rezistență din figura 6.13); sunt departajate (inclusiv prin culori) porțiunile de efort/tensiune activ/ă de cel/cea masiv/ă, respectiv sunt evidențiate similar unghiurile de aderență și alunecare pe fiecare roată.

f) calculul sistemului de tensionare; rezultatele și graficul coeficienților se află în figura 6.12 .

Rezultate 1: Date/Cinematica/Preliminarii/Geometric					
Date și opțiuni inițiale+elemente de cinematica:				Preliminarii:	
1	Tipul curelei	Lata multistrat		Coeficientul dinamic:	
2	Sistem de tension.	Modif.distan. dintre axe		kd = 1.4 -	
3	Configuratia transm	Ramuri deschise/1 consum.		Puterea corectata, de calcul (la intrare):	
4	Tipul calculului	Dimensionare		P1c = 2.8 Kw	
5	Puterea la intrare	P1= 2 Kw		Coeficientul de alunecare elastica (adoptat):	
6	Raport de transmit.	i= 2 -		ξ = 0.0 -	
7	Vit.ungh.la intrare	ω 1= 100 rad/s			
8	Vit.ungh.la iesire	ω 2= 51.02 rad/s			
Geometria transmisiei:					
Nr.	Parametrul geometric	Simbol	Marime	UM	
1	Diametrul rotii mo oare	d1	135	[mm]	
2	Diametrul rotii conduse	d2	264.6	[mm]	
3	Distanta dintre axe	a	545	[mm]	
4	Unghiul ramurilor transm	γ	6.82	[grd]	
5	Ungh.de infasur./r.rot.	β1	166.3	[grd]	
6	Ungh.de infasur./r.cond.	β2	193.6	[grd]	
7	Lungimea curelei	l ef	1782	[mm]	
8	Frecventa flexiunilor	f	7.576	[Hz]	

Figura 6.6

Sectiunea 1/ PRELIM / Alegerea caracteristicilor de material

Tipul curelei =>	Trapez cu inser tie snur	Lata multistrat (compound), avand stratul de aderenta				Rotunde fara inserție (variante Siegling.)	<input type="checkbox"/> implicit <input type="checkbox"/> EDITATI valoarea <input type="checkbox"/> SAU <input type="checkbox"/> SETATI tipul implicit
Caracteristicile materialelor Observatii	clasica, STAS 1164 - 71 ingusta, STAS 7192 - 83	Piele(dinspre carne)/str. rez:		Cauciuc/ poliuret			
		fol. p amid.	snur pamid	snur p-est	folie po liamidic		
Rezist.rup. σ [MPa]		450	850	850	400	400	
Modul elast Et[MPa]		900	1500	700	800	800	
Modul elast Ei[MPa]		900	1500	700	800	800	
Densitate ρ [kg/mc]		1200		1400	1200	1200	
Coef.fr.med μ [-]		Coef. fr. med:			0.6-0.8	0.7	
Alun.rel.rup μ [-]		0.2	0.22	0.12	0.25-0.4	0.3	
Tens.ad.tr. σ [MPa]		20-25	20-25	20-25	20	20	
Domen. (h/d)max[-]		1/80		1/100	1/80	0.01666	
de fxa[Hz]		100	100	100	-	100	
utilizare Va[m/s]		70	100	100	50	50	

Figura 6.7

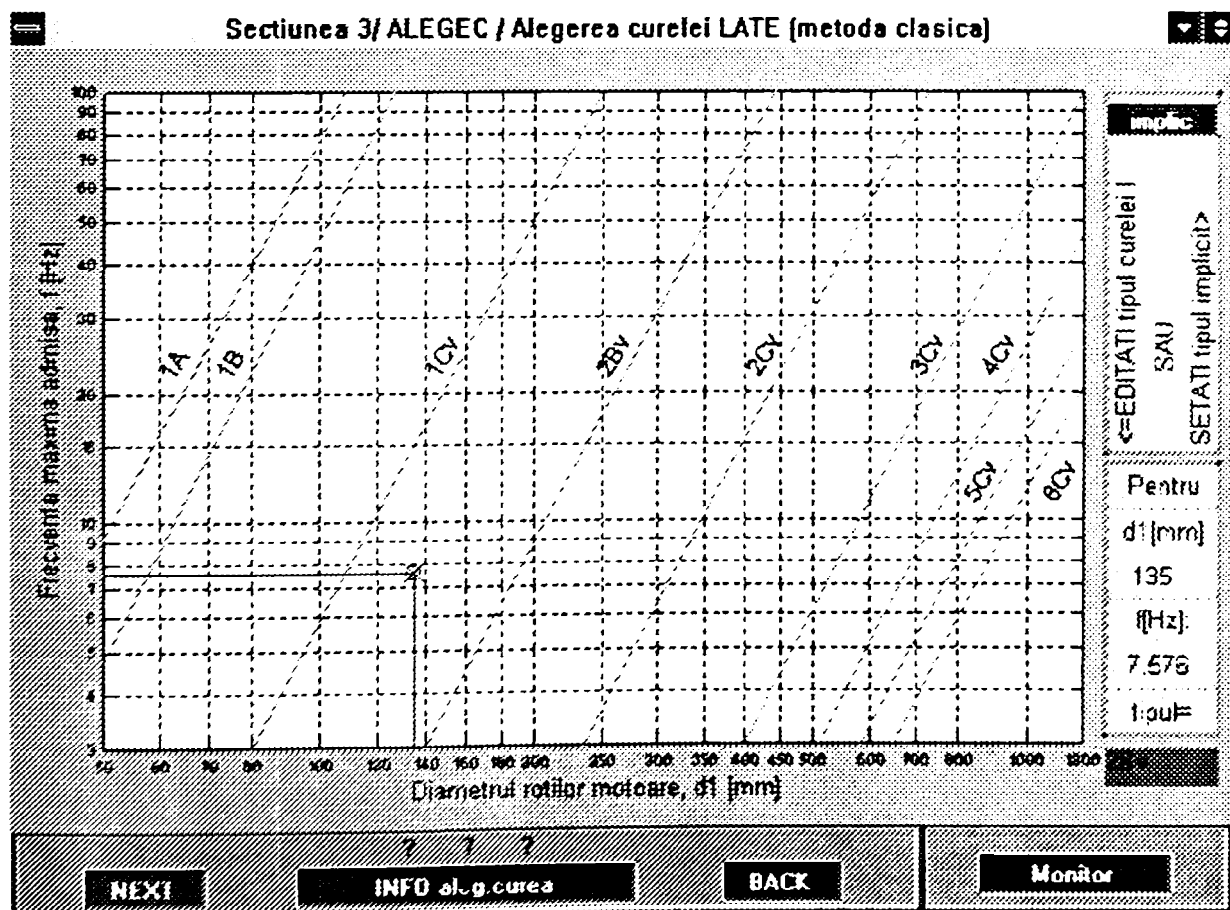


Figura 6.8

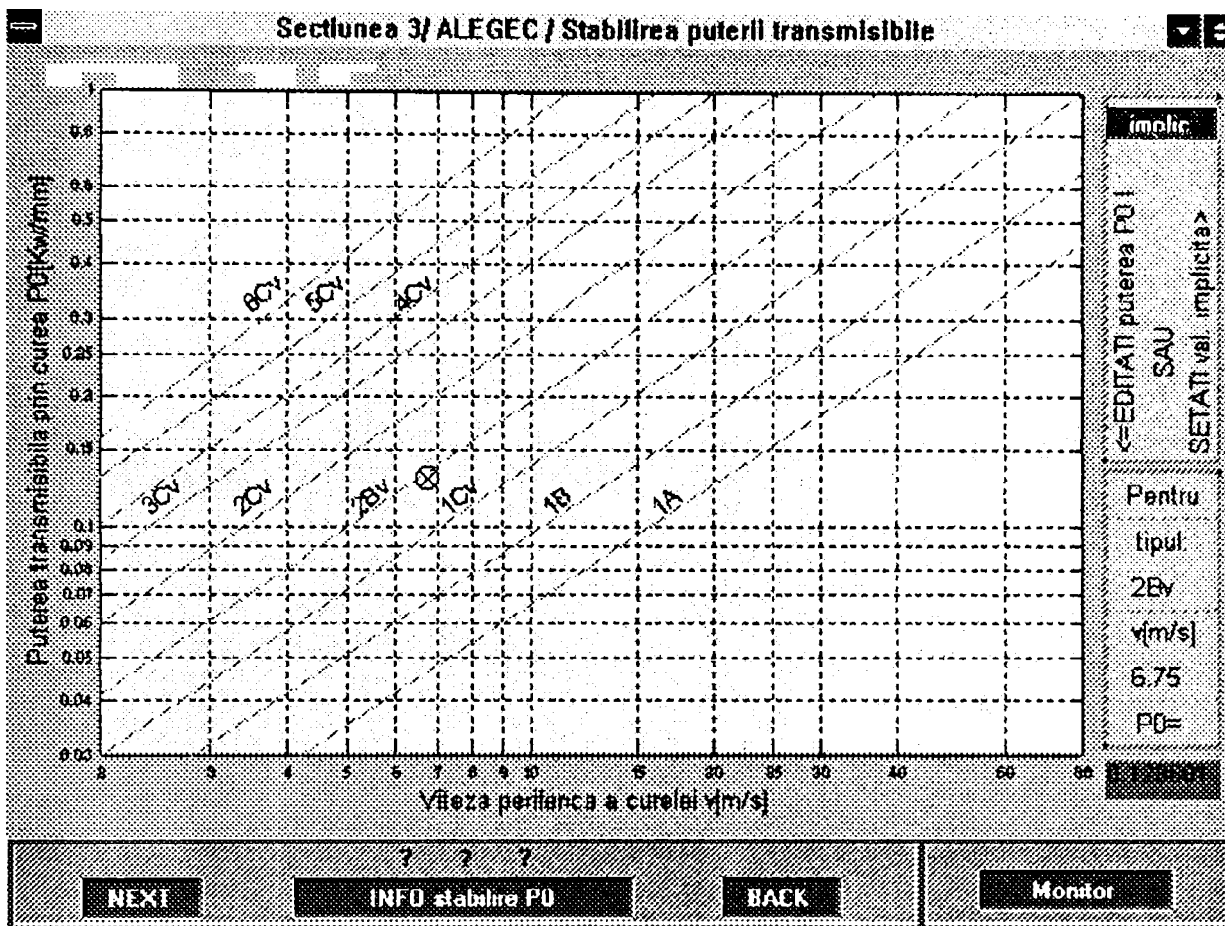


Figura 6.9

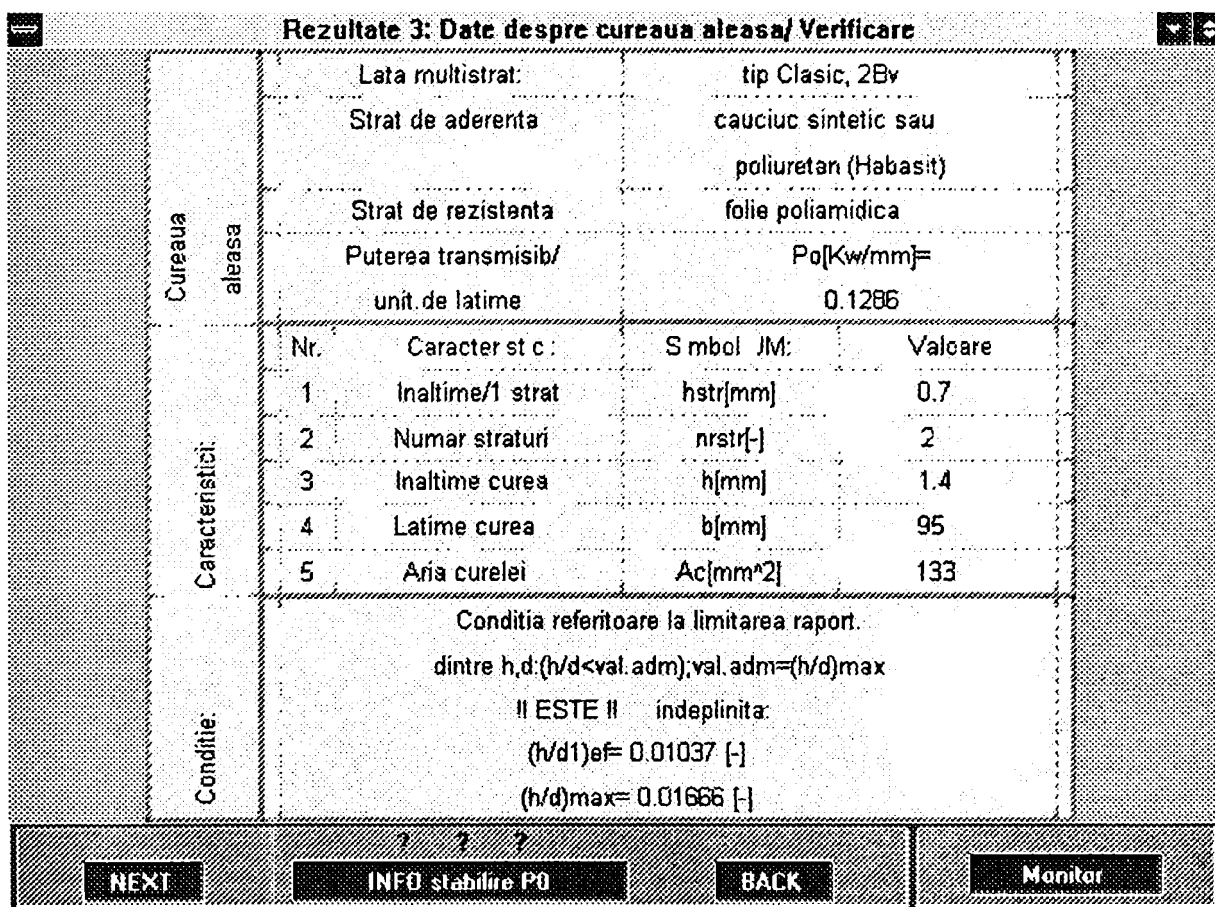


Figura 6.10

Rezultate 4: Calculul de rezistență

	Nr.	Parametru	Simbol/UM	elem1:	elem2:
Coeficienti de tracțiune și unghiuri caracterist.	1	Coef. max. de tracțiune	φ_{max} [-]	0.7683	==>
	2	Coef. opt. de tracțiune	φ_{opt} [-]	0.5954	==>
	3	Unghiul de înfășurare	$\beta_{1,2}$ [grad]	166.3	193.7
	4	Unghiul de alunecare	$\beta_{al1,2}$ [grad]	112.3	112.3
	5	Unghiul de aderență	$\beta_{ad1,2}$ [grad]	54.04	81.35
	6	Momentul de torsiune	$M_{t1,2}$ [Nm]	28	57.14
Momente de torziune, forțe și eforturi în curea	7	Forța tangențială	F_t [N]	414.8	414.8
	8	Efortul activ/ramuri	$F^{*1,2}$ [N]	555.7	140.9
	9	Efortul masic	F_m [N]	7.272	==>
	10	Efortul efectiv/ramuri	$F_{1,2}$ [N]	563	148.2
	11	Efortul inițial/montaj	F_o [N]	355.6	==>
Tensiuni în curea și siguranța la tracțiune	12	Tensiunea activă	$\sigma^{*1,2}$ [MPa]	4.179	1.06
	13	Tensiunea masică	σ_m [MPa]	0.05468	==>
	14	Tensiunea de încov. /roți	$\sigma_{il,2}$ [MPa]	8.296	4.233
	15	Tensiunea maximă	$\sigma_{max1,2}$ [MPa]	12.53	5.347
	16	Tensiunea adm. la rupere	σ_{ar} [MPa]	400	==>
	17	Siguranța la tracțiune	S_r [-]	31.92	==>

NEXT INFO calc de rezist. BACK Monitor

Figura 6.11

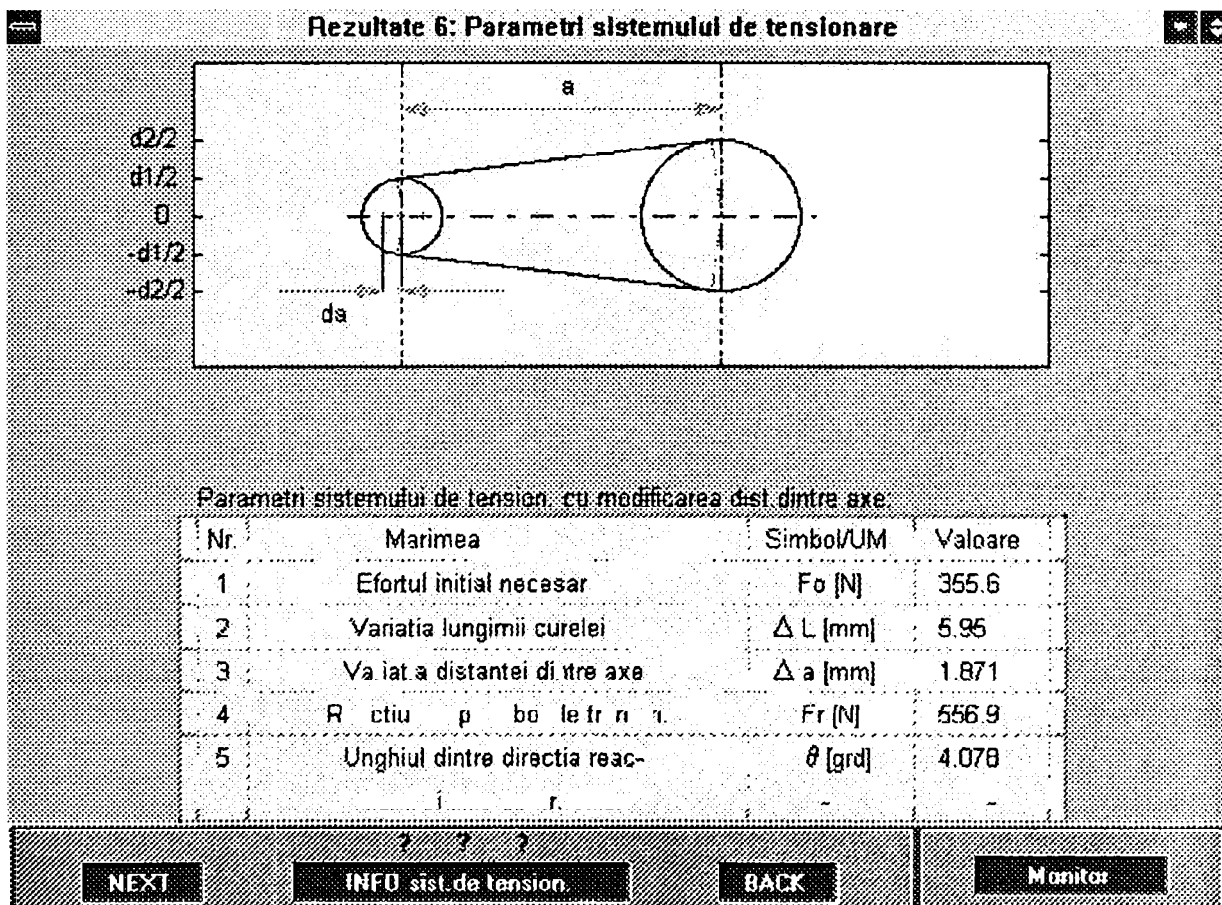


Figura 6.12

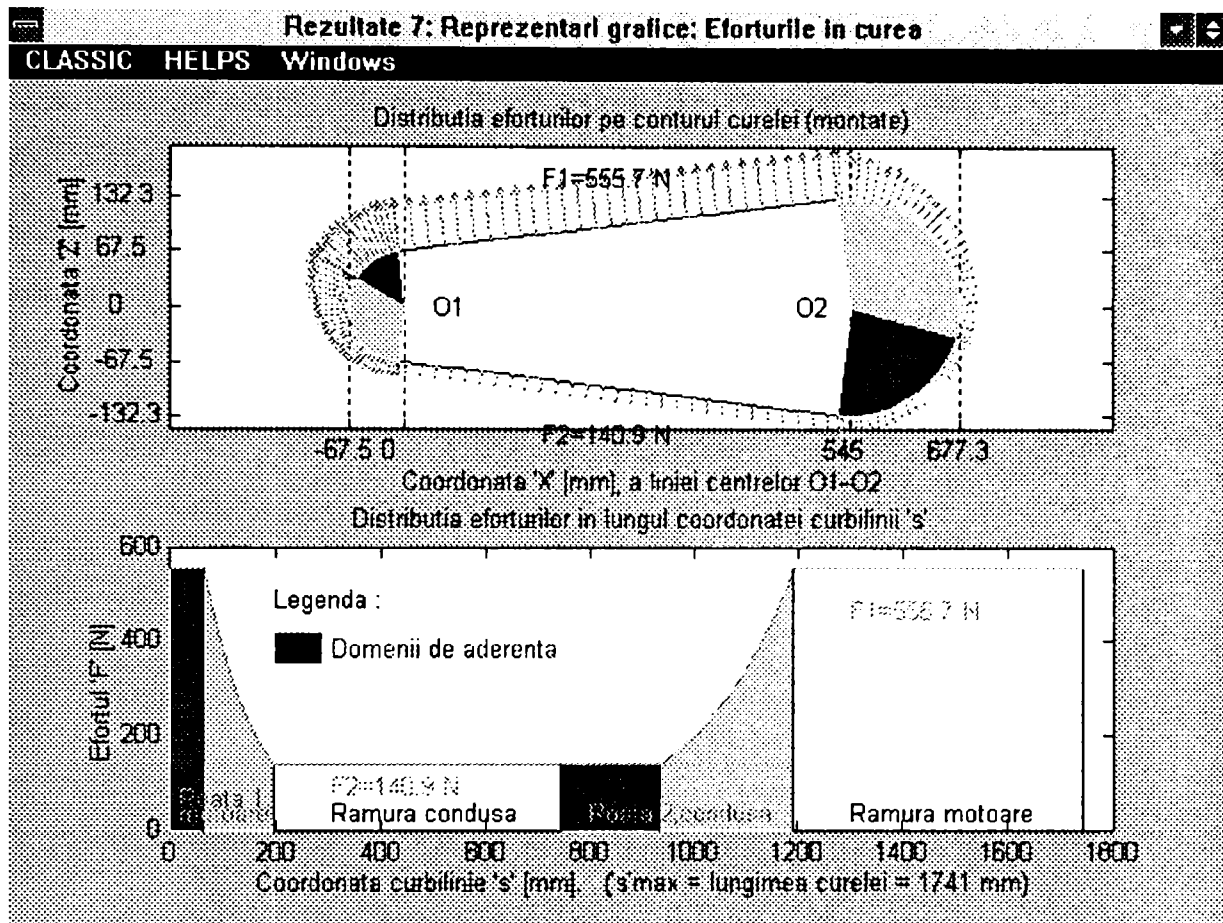


Figura 6.13

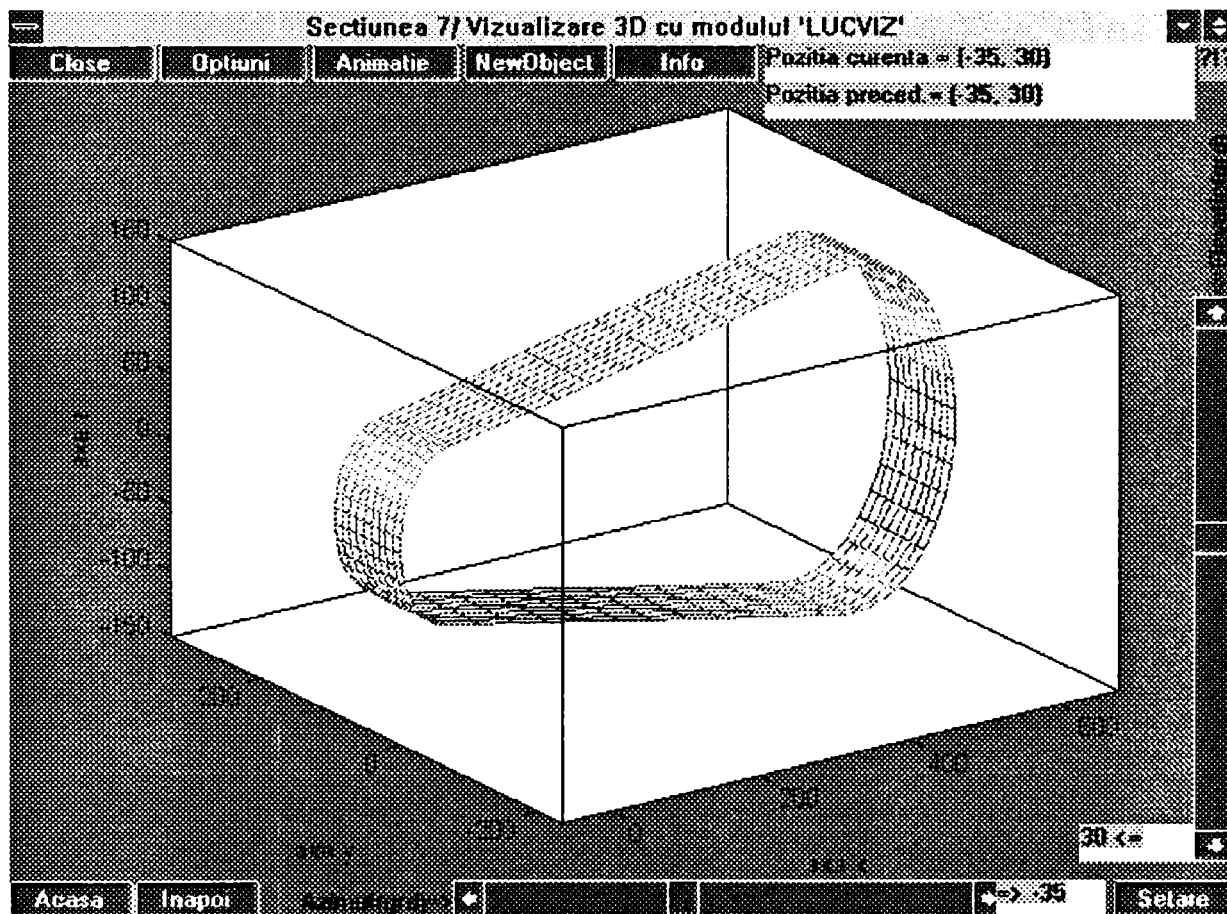


Figura 6.14

g) vizualizarea transmisiei sau a elementelor acesteia, în funcție de cerințele utilizatorului (figura 6.14, vizualizată fiind doar cureaua)

Având în vedere că modul de lucru “wizard” se bazează în mare măsură pe introducerea de date/opțiuni în căsuțele de editare specializate, la fiecare etapă este prevăzută apariția mesajelor de atenționare în cazul unor greșeli. Mesajele sunt “senzitive” la context.

6.6 Simularea dinamicii transmisiilor prin curele

6.6.1 Modelul subsistemului motor de curent continuu

Pentru simularea dinamicii regimului tranzitoriu* (demararea) la transmisiile prin curele, s-a ales mașina de curent continuu cu excitație separată (sau în paralel), datorită facilităților pe care le oferă caracteristica de sarcină (caracteristică mecanică liniară și rigidă).

Ecuția de mișcare a sistemului motor este [S.7]:

$$J_r \varepsilon_2 - KKR \cdot (\omega_{a1} - \omega_2) + T_t = 0; \quad (6.1)$$

în care: ε_2 - accelerația unghiulară a roții conduse;

ω_2 - viteza unghiulară a roții conduse;

ω_{a1} - viteza unghiulară limită (raportul dintre tensiunea de alimentare și constanta de viteză unghiulară a motorului);

T_t - momentul rezistent, cauzat de frecarea curelei pe roată;

J_r - momentul de inerție redus al subsistemului;

KKR - constanta motorului (produsul dintre constanta vitezei unghiulare și cea de torsiune raportat la rezistența rotorului);

Prin urmare, ecuația (6.1) poate fi scrisă sub forma:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{J_r} [KKR \cdot (\omega_{a1} - \omega_2) - T_t]. \quad (6.2)$$

6.6.2 Modelul subsistemului de încărcare

Ecuția de mișcare pentru acest subsistem poate fi scrisă astfel:

$$J_{cr} \varepsilon_c - M_{cr} \text{sign}(\omega_c) - M_{lc} = 0; \quad (6.3)$$

unde:

ε_c - accelerația unghiulară a roții conduse;

ω_c - viteza unghiulară a roții motoare;

* Conform unei idei sugerate/dezvoltate de prof. dr. ing. George SAVII

M_{tc} - momentul (activ) ce acționează asupra roții conduse;

J_{rc} - momentul de inerție redus al subsistemului;

M_{cr} - momentul de încărcare extern.

6.6.3 Modelul curelei

Cureaua este considerată ca având un comportament vâscoelatic (vezi cap.4).

S-a aplicat metoda elementului finit [M4], prin împărțirea curelei în elemente de egală lungime (elemente rigide de masă concentrată, conectate cu arcuri de lungime ds și elasticitatea curelei).

Elementul de curea de lungime ds și masă dm este supus unei forțe de inerție adm (când se mișcă cu accelerația a), forțelor de greutate (care, în cele ce urmează, se vor neglija), forței rezultante dF de la două elemente adiacente din curea și forței elementare rezistive a mediului dF_{Σ} [G.1].

Combinând ecuația echilibrului dinamic 2.1.a (vezi capitolul 2), cu relația 2.1.b obținută din variațiile de viteză datorate elongației (alungirii) curelei (în care $f=ds/ds_0 = 1+\epsilon_t$; (ϵ_t - alungirea curelei, ds_0 - lungimea elementului neîncărcat)) și ținând cont de condițiile de conservare a masei 2.4, rezultă (proiectând pe axele intrinseci τ și ν) 2.7.a.b .

Considerând că $F_{\Sigma\nu} = F_n$ (vezi cap.2) este forța normală dintre elementul de curea și roată, (forța tangențială fiind $F_{\Sigma\tau} = \mu F_n$) sistemul de ecuații 2.7.a.b devine:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial s} + \mu F_n = \frac{m_{01}}{f} v \frac{\partial v}{\partial s} \\ \frac{F}{r} - F_n = \frac{m_{01}}{f} \frac{v^2}{r} \end{cases} \quad (6.4.a,b)$$

Înlocuind F_n în 6.4.a cu valoarea rezultată din 6.4.b rezultă:

$$\frac{\partial F}{\partial s} - \frac{m_{01}}{f} v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\mu}{r} \left(F - \frac{m_{01}}{f} v^2 \right) = 0. \quad (6.5)$$

Deoarece componenta $a_{\tau} = v \frac{\partial v}{\partial s}$; și $ds = r d\beta$; ($d\beta$ - unghiul de înfășurare a curelei, corespunzător lui ds) ecuația 6.5 poate fi rescrisă ca:

$$a_{\tau} = \frac{f}{m_{01}r} \left(\frac{\partial F}{\partial \beta} + \mu F \right) - \mu \frac{v^2}{r} = \frac{\partial v}{\partial t}. \quad (6.6)$$

Înlocuind $\text{div } \bar{v}$ în ecuația 2.1.b cu $\partial v / \partial s$ și $\partial f / \partial t$ cu:

$$\frac{\partial f}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} (1 + \epsilon_t) = \frac{\partial}{\partial t} \left(1 + \frac{F}{EA} \right) = \frac{1}{EA} \frac{\partial F}{\partial t}; \quad \text{rezultă:}$$

$$\frac{\partial F}{\partial t} = \frac{EA}{r} \left(f \frac{\partial v}{\partial \beta} - v \frac{\partial f}{\partial \beta} \right). \quad (6.7)$$

Efectul frecării cu aerul la viteze $v \leq 15$ m/s nu este luat în considerație, fiind neglijabil [G.1].

Pentru a include amortizarea vâscoasă structurală a curelei, atunci când aceasta vibrează longitudinal, un termen adecvat (propriu) este adăugat ecuației (6.6) [H.3,S.7].

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{f}{m_{01}r} \left(\frac{\partial F}{\partial \beta} + \mu F \right) - \mu \frac{v^2}{r} - 2\chi \omega_n v; \quad (6.8)$$

în care”:

χ - coeficientul de amortizare vâscoasă (raportul dintre coeficientul de amortizare efectiv și cel critic);

ω_n - vezi [H.3];

$$\omega_n = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \frac{\pi}{2L} \sqrt{\frac{EA}{m_{01}}}.$$

L - lungimea ramurii libere a curelei între cele două roți;

ρ - densitatea masică echivalentă a materialului curelei.

Cunoscându-se cantitatea de energie pierdută datorită histerezei, $\psi = \frac{\partial W}{W}$;

(W - energia implicată într-un ciclu, ∂W - pierderea de energie pe un ciclu, datorată frecărilor interne [G.1]) și decrementul logaritmic al amplitudinii [H.3]:

$$\delta = \ln \left(\frac{X_i}{X_{i+1}} \right) = \ln \left(\sqrt{\frac{W_i}{W_{i+1}}} \right) = \ln(\sqrt{1 - \psi})$$

unde :

X_i și X_{i+1} - sunt amplitudinile a două oscilații succesive;

$$\delta = \frac{2\pi\chi}{\sqrt{1-\chi^2}} \cong 2\pi\chi ; [\text{H.3}], \text{ valoarea pentru } \chi \text{ poate fi obținută: } \chi = -\frac{1}{4\pi} \ln(1-\psi), \text{ ceea}$$

ce transformă relația 6.8 în:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{f}{m_{01} r} \left(\frac{\partial F}{\partial \beta} + \mu F \right) - \mu \frac{v^2}{r} - \frac{1}{4L} v \ln(\sqrt{1-\psi}) \sqrt{\frac{EA}{m_{01}}} . \quad (6.9)$$

6.6.4 Integrarea ecuațiilor diferențiale

S-a aplicat o tehnică de predicție - corecție pentru integrarea ecuațiilor diferențiale [D.5,I.4].

Vitezele unghiulare a roților ω și ω_c s-au obținut din:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}; \quad \varepsilon_c = \frac{d\omega_c}{dt};$$

utilizându-se metoda Nyström în faza de predicție și metoda Adams - Moulton în faza de corecție. Pentru a calcula viteza v a elementului de curea s-a utilizat metoda Adams - Bashforth (relația 6.9).

Forțele s-au obținut din relația 6.7, utilizându-se metoda Adams - Moulton.

6.6.5 Rezultatele simulării

Metodele propuse s-au utilizat pentru a analiza un număr de transmisii de putere cu element intermediar flexibil prin frecare (curele de transmisie). Pentru unul din cazurile studiate, rezultatele sunt prezentate în figurile 6.15...6.17.

Rezultatele au fost comparate cu valorile obținute printr-o analiză dinamică aproximativă, utilizându-se relațiile obținute în continuare.

Eforturile din ramuri au o primă perioadă în care se observă efectele oscilațiilor din părțile libere ale curelei. După o perioadă acestea se sting și transmisia intră într-un regim de lucru stabilizat. Este evidentă diferența dintre stările de efort în ramurile motoare și condusă.

Șocul pornirii motorului produce oscilații care se observă și dacă se face analiza evoluării în timp a accelerațiilor. Perioada regimului tranzitoriu este caracterizată de faptul limitării momentului transmis de frecarea roată - curea, ceea ce înseamnă că într-o primă perioadă roțile se mișcă independent (din punct de vedere cinematic) și accelerațiile roților sunt aproximativ constante (descresc incet)

după un anumit timp.

Momentul maxim transmis poate fi calculat (neglijând oscilațiile) din:

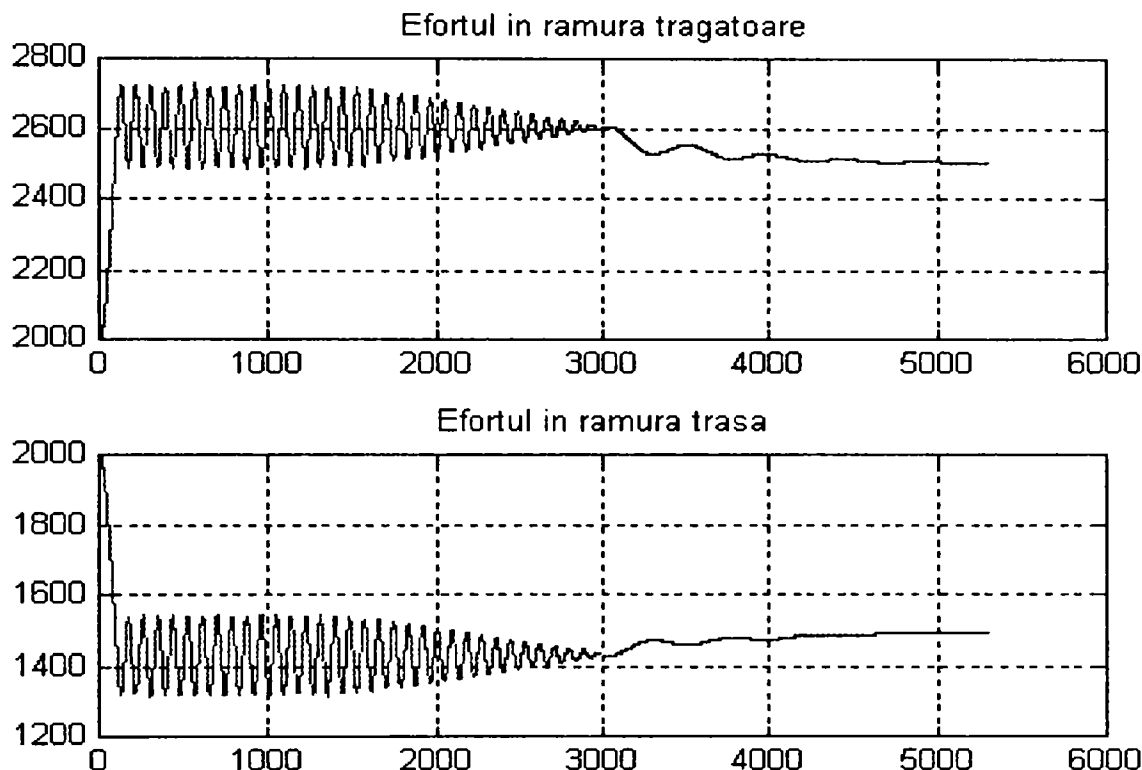


Figura 6.15

$$T_{t\text{lim}} = 2F_0r \left(\frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta} + 1} \right);$$

ecuația 6.2 modificându-se:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{J_r} [KKR \cdot (\omega_{a1} - \omega_2) - T_{t\text{lim}}];$$

și din ecuația 6.3, considerând că nu există nici o modificare a semnului lui ω_c ;

$$\varepsilon_c = \frac{1}{J_{rc}} \left(M_{t\text{lim}} \frac{r_c}{r} - M_{cr} \right).$$

Viteza unghiulară limită (pentru $\varepsilon \rightarrow 0$) este:

$$\omega'_{\text{lim}} = \omega_a - \frac{M_{t\text{lim}}}{KKR}.$$

După ce roata condusă atinge o viteză unghiulară corespunzătoare raportului de transmitere, cele două roți devin cinematic cuplate. Momentul de transmitere nu mai este limitat de frecare (fiind sub limita respectivă), dar accelerația roții conduse devine limitată de cea a roții motoare (raportată prin raportul de transmitere).

Datorită schimbărilor bruște în accelerațiile unghiulare, apare un nou șoc, care produce noi oscilații torsionale ale roților.

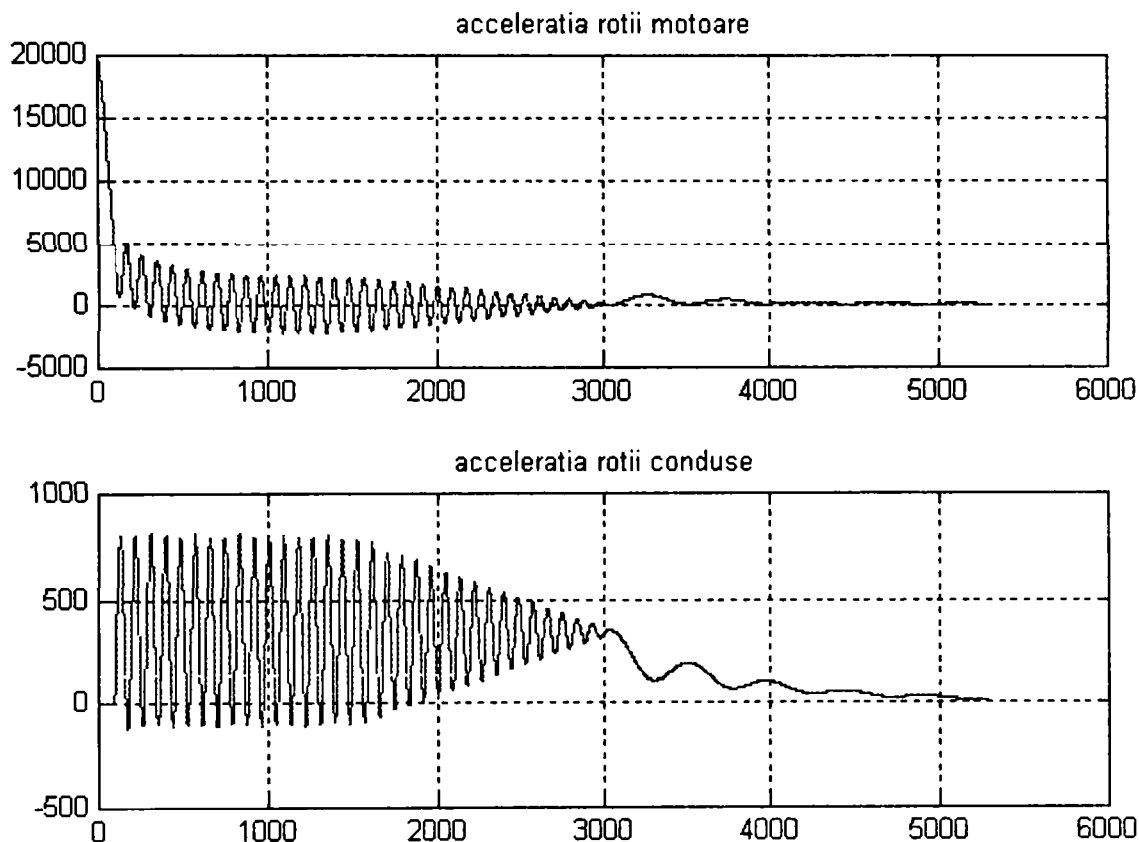


Figura 6.16

Noua relație între accelerații $\varepsilon = \varepsilon_c i$, împreună cu relațiile 6.1, 6.3 și relația între momente, $M_t = M_{tc} i^{-1}$; dă:

$$\varepsilon = \frac{KKR(\omega_a - \omega) - M_{cr} i^{-1}}{J_r + J_{cr} i^{-2}}.$$

Se schimbă și viteza unghiulară limită a roții motoare:

$$\omega_{lim}^* = \omega_a - \frac{M_{cr}}{KKR} \frac{r}{r_c};$$

deoarece acum $T_t = M_{cr} r / r_c$. Acest fenomen este similar cazului cuplajelor prin frecare uscată, în momentul procesului de cuplare.

După o perioadă de timp, transmisia intră într-un regim stabilizat de funcționare.

Distribuția forțelor de tensionare (și viteza) din curea, pe roata motoare a fost calculată considerându-se cinci segmente ale porțiunii de contact (numărul acestora

putându-se modifica după dorința utilizatorului). Vitezele s-au calculat la mijlocul segmentelor, iar forțele la capătul acestora.

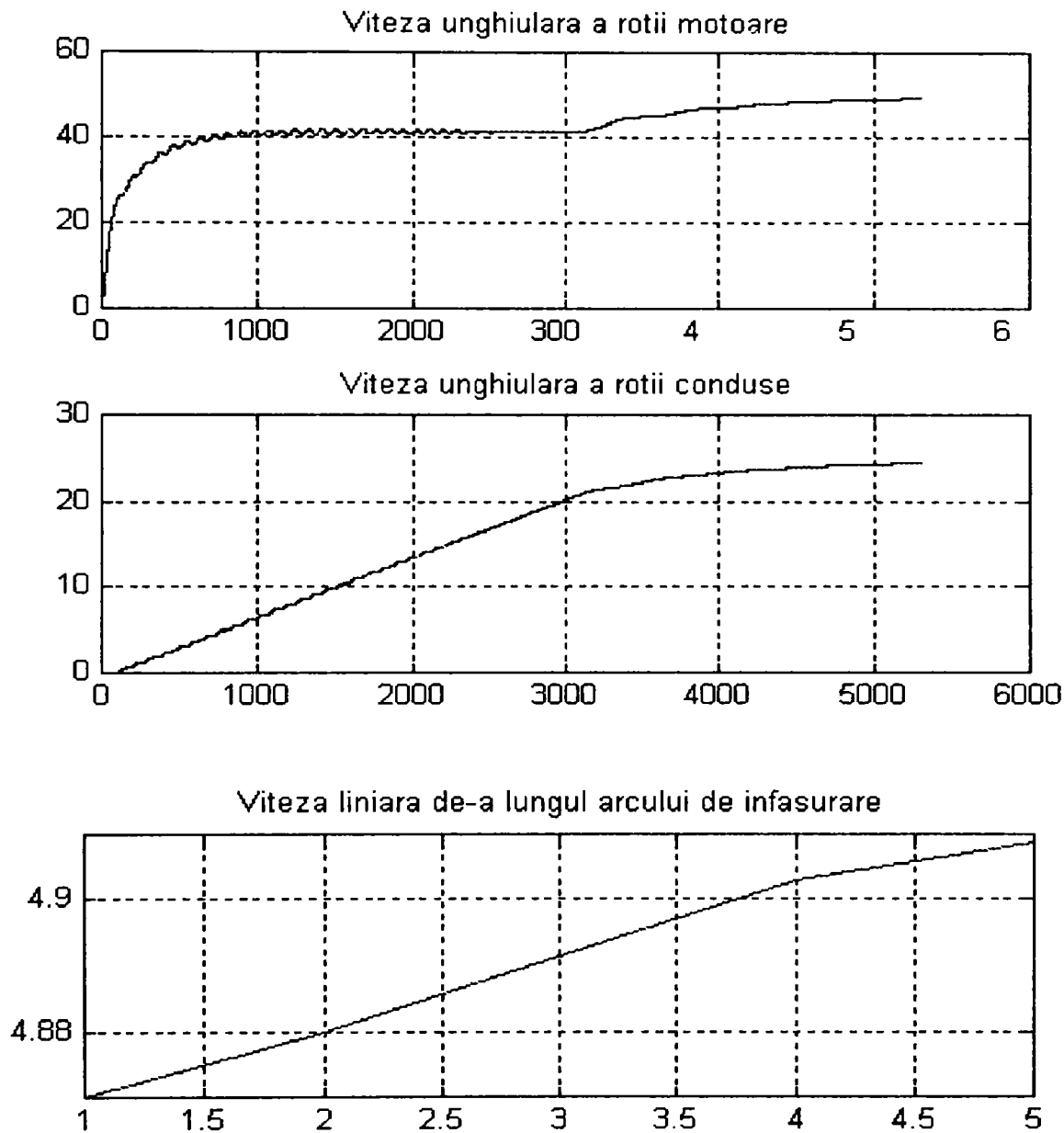


Figura 6.17

S-a luat în considerație faptul că reologia curelei are efectul de a reduce indirect coeficientul de frecare efectiv, în acest studiu de caz, pentru $\xi = 0,4$ reducându-se coeficientul de frecare cu 5 %.

Rezultatele obținute, cât și flexibilitatea metodei duc la concluzia că modelul propus și algoritmul de simulare sunt precise și eficiente, constituind o unealtă valoroasă pentru analiza dinamică a transmisiilor de putere cu curele.

VII

INSTALAȚII EXPERIMENTALE

7.1 Procesul de frecare specific transmisiilor prin curele late

Fenomenul frecării de alunecare prezent în timpul funcționării transmisiilor cu element flexibil intermediar (conform teoriei molecularo - mecanice asupra frecării uscate) prezintă câteva aspecte specifice distincte condiționate de:

- natura materialelor cuplei în contact forțat cu frecare de alunecare;
- microgeometria și microrelieful suprafețelor în contact (curea/roată);
- parametrii funcționali ai transmisiei (tensiunea inițială, gradul de curbare, presiunea de contact, viteza relativă de alunecare dintre curea și roată);
- parametrii climatici (temperatura, umiditatea mediului), natura și nivelul poluării din zona de lucru (suspensii abrazive, vapori de produse petroliere etc.).

Conform modelului Euler, modificarea experimentală a stării de efort-deformație pe arcul β_{al} produce o mișcare relativă de alunecare între curea și roată.

Conform legii lui Kretz (vezi cap.II) rezultă că și viteza de alunecare variază după o lege exponențială.

Deoarece pentru toate variantele posibile de cupluri roată / curea contactul alunecător este de tip uscat, observațiile anterioare confirmă caracterul nestaționar al procesului de frecare pe conturul arcului de alunecare (de unde se poate concluziona că și coeficientul de frecare constituie o mărime convențională -de calcul- putându-se exprima numai cu ajutorul valorilor medii ale parametrilor fundamentali).

Deși intuitiv am putea accepta ideea că pe măsura creșterii coeficientului de frecare crește și capacitatea de transmitere, s-a recurs la modelarea efectivă, care reproduce fenomenul cercetat în condiții cât mai apropiate de cele reale, astfel validându-se eventual ipoteza formulată mai sus.

Pentru determinarea coeficientului de frecare la transmisiile prin curele s-a folosit un simulator al transmisiei prin curele, la care se pot modifica practic în mod

continuu cei doi parametri ai încercărilor: presiunea medie și viteza de alunecare.

În condițiile alunecării totale (patinării), arcul de alunecare se extinde pe întregul arc de contact în timp ce arcul de aderență devine nul. Astfel viteza de alunecare va avea valoarea vitezei periferice a roții motoare calculată funcție de turația acesteia.

În figurile 7.1 și 7.2a este reprezentată instalația (schematic și respectiv, vederea de ansamblu), care e acționată de un motor electric de curent alternativ (1), cuplat cu un variator mecanic cu lanț de tip PIV (2), care la rândul lui antrenează un reductor melcat (3) pe al cărui arbore de ieșire se pot monta diferite roți de curea (4) în vederea cercetării experimentale a diverselor cupluri roata / curea. Un traductor de turație (tahogeneratorul) (5), cuplat pe arborele motor al reductorului, indică pe un instrument de măsură analogic (6) valorile momentane ale turației.

Pe roată se înfășoară un segment de curea - epruveta încercată - (7), extremitățile căruia sunt legate de un dinamometru (8) și respectiv de un taler (9), pe care se pot așeza greutăți ce asigură tensionarea inițială F_0 .

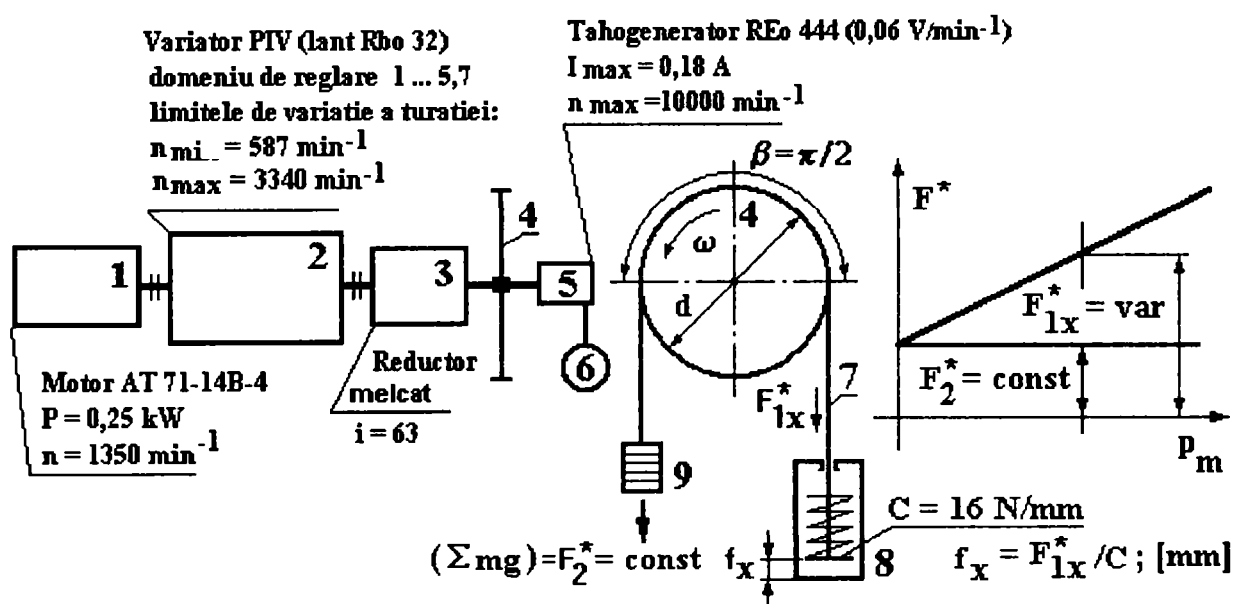


Figura 7.1

Presiunea medie pe suprafața de contact dintre curea și roată se poate calcula din relația:

$$p_m = 2\sigma_m \left(\frac{h}{d} \right); \quad (7.1)$$

unde:

$$m = \frac{F_{1x}^* + F_2^*}{2A_c}; \text{ și } F_{1x}^* = f_x C.$$

Viteza de alunecare dintre roată și curea, pe lungimea arcului $\hat{\beta}_{al}$:

$$v_{al} = \frac{\pi dn}{60 i_{RM}} 10^{-3} = \text{const}; \quad (7.2)$$

în care : $i_{RM} = 63$ - este raportul de transmitere al reductorului melcat.

Cunoscându-se caracteristica de rigiditate a arcului, s-au stabilit valorile eforturilor din ramuri. Fiind cunoscute acestea din urmă, cât și valoarea unghiului de alunecare $\hat{\beta}_{al}$, s-a determinat coeficientul de frecare μ_{pat} .

$$\mu_{pat} = \frac{1}{\pi} \ln \left(\frac{F_{1x}^*}{F_2^*} \right). \quad (7.3)$$

Experimentele s-au executat pentru patru sortimente de curele late, și anume:

- Extremultus (Siegling) 2A tip 80, cu două straturi de rezistență (având grosimea $h = 0.5$ mm) și stratul de aderență din piele;
- Extremultus (Siegling) 1A tip 80 cu un strat de rezistență și $h = 0.7$ mm;
- Pirelli (Hevaflex), $h = 1,1$ mm;
- curea poliamidică de producție indigenă: tip 511, "Clujana", $h = 0.6$ mm.

Limitele cinematice și geometrice ale programului experimental sunt:

- materialul roții - ol 42;
- rugozitatea suprafeței active a roții - $Ra 0,75 \mu\text{m}$ (s-a determinat utilizându-se profilmetrul electronic N - 2801M);
- duritatea materialului roții - HB 310;
- turația - $9,9 \text{ min}^{-1}$;
- viteza de alunecare $v = 0.065$ m/s;
- diametrul roții $d = 0.125$ m.

Din figura 7.2 (rezultatele experimentale), pentru cazul contactului forțat al curelei cu caracter vâsco-elastic, rezultă dependențele generale ca medie a minimum cinci determinări individuale.

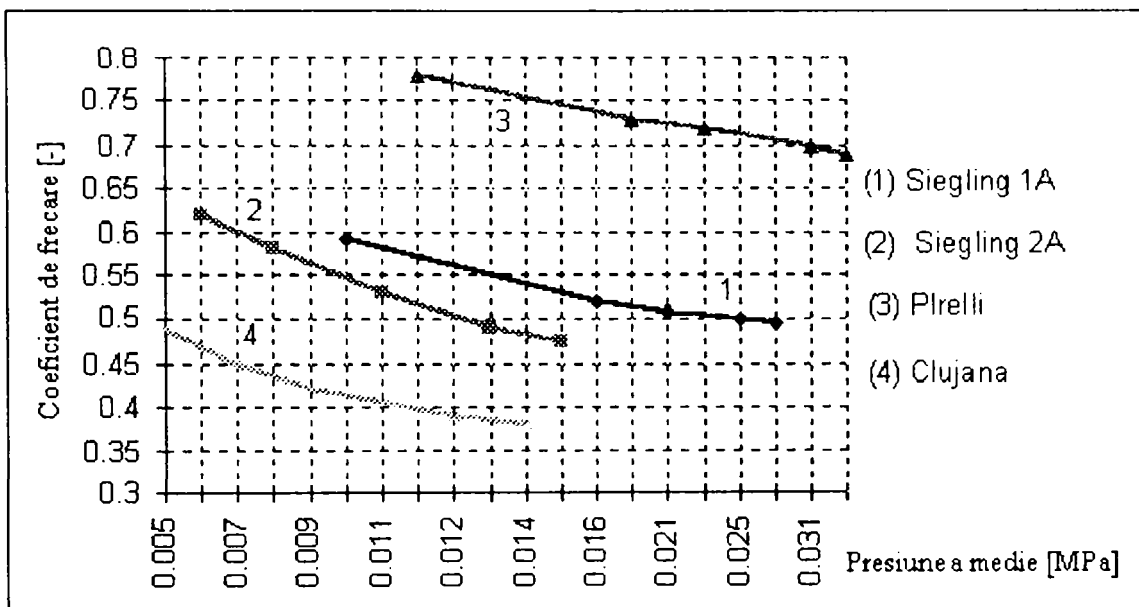
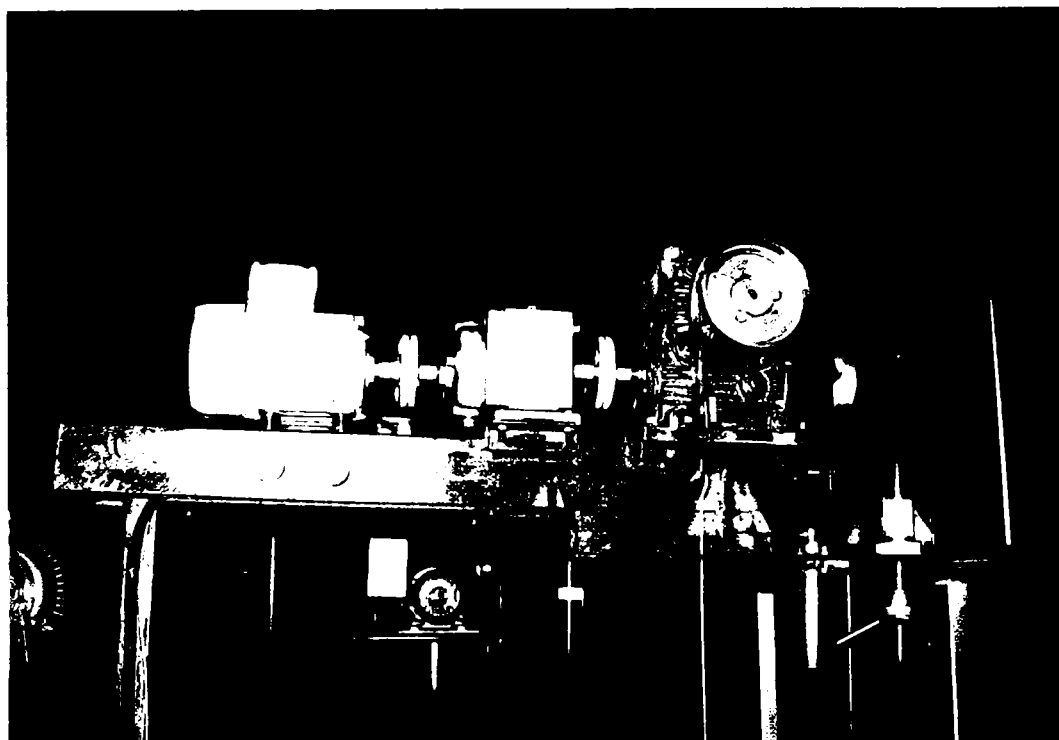


Figura 7.2

Dependența coeficient de frecare - presiunea medie

Luând în considerație atât faptul că experimentul s-a efectuat în condițiile patinării totale (fenomen exclus la funcționarea normală a transmisiei), cât și faptul că reologia curelei are efectul de a reduce indirect coeficientul de frecare μ , s-a acceptat că valorile de calcul vor trebui să fie $\mu = (0,85...0,9) \mu_{pat. med}$.



Instalația pentru simularea alunecării elastice (vedere de ansamblu)

Figura 7.2a

7.2 Modelul reologic al materialului curelei late multistrat

Cureaua modernă trebuie să satisfacă o serie de calități fizice și caracteristici mecanice, impuse de particularitățile funcționale ale transmisiilor prin frecare cu element flexibil, ce condiționează capacitatea de tracțiune, randamentul mecanic și durabilitatea transmisiei.

Dintre ele se pot enumăra:

- comportament reologic optim la acțiunea tensiunilor ciclice (cu grad de asimetrie pozitiv și variabil);
- rigiditatea la întindere - maximă, iar la încovoiere - minimă;
- rezistență mecanică ridicată;
- durabilitate la uzură în zonele de contact alunecator.

Acestea necesită utilizarea unei structuri constructive neomogene în secțiunea transversală.

Materialul curelei compozite (o combinație stratificată de fâșii sintetice) presupune un comportament vâscoelastic complex.

Relaxarea și histereza materialului curelei limitează capacitatea de tracțiune și randamentul transmisiilor prin element flexibil.

Fenomenul de relaxare poate fi urmărit la transmisiile cu distanța dintre axe fixă, deoarece provoacă scăderea în timp a tensiunii de montaj (ceea ce favorizează patinarea).

Disiparea energiei și încălzirile ce degradează chimic materialul, sunt cauzate de histereză (deși aceasta din urmă este cauza amortizării vibrațiilor).

Informațiile despre elasticitatea materialului curelelor se pot obține în cazul întinderii monoaxiale, la încărcări statice.

Pentru obținerea unor date cât mai apropiate de realitate, în studiul reologiei, trebuie folosit un echipament de înaltă fidelitate și fără inerție.

Standul experimental a fost realizat din două cleme ce delimitează porțiunea de curea (sau epruveta/eșantionul antedebitat). Cleva superioară permite fixarea ansamblului de un cadru rigid, iar cea inferioară - atașarea sistemului gravitațional

de încărcare cu greutăți etalonate (încărcarea progresivă a epruvetelor).

Pe intervalul delimitat de cleme s-au fixat prin înfigere piesele ce poartă extremitățile traductorului rezistiv (tip PENNY & GILES LTD, P6788/1).

Semnalele traductorului, direct proporționale cu variația rezistenței ohmice, s-au transmis unui sistem de înregistrare adecvat (instrument electronic universal cu afișare digitală) - figura 7.3.

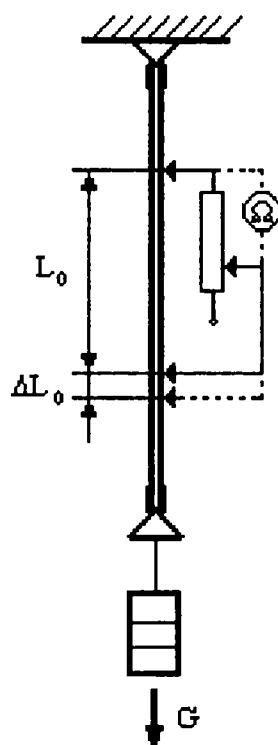


Figura 7.3

Înainte de prelevarea datelor s-au efectuat câte 10...12 cicluri complete încărcare - descărcare pentru fiecare tip de curea, în vederea liniarizării dependențelor și obținerii caracteristicilor stabile și reproductibile. În acest mod, pentru sarcinile mici, se obține ordonarea rețelei de macromolecule, care altfel au o comportare aleatoare și prezintă în mod fals o buclă de histereză pronunțată.

Programul experimental s-a realizat în condiții izoterme ($t = \text{const}$).

Dependența dintre parametrii ce caracterizează comportamentul reologic al curelelor multistrat: tensiunea din curea / alungirea relativă, prezintă o alură aproximativ liniară. Pentru prelucrarea statistică a datelor s-a utilizat metoda regresiei liniare. Ca variabilă independentă s-a acceptat tensiunea din curea.

Valorile medii ale alungirii, determinate în urma repetării a câte șase serii de

încercări (pe fiecare eșantion) sunt date în tabelele 7.1 - 7.4.

Clujana

Tabelul 7.1

M, [kg]	R, [Ω]	ΔR , [Ω]	σ_t , [MPa]	ε_t , [-]
0	91.5	-	0	0
4	94.76	3.26	1.593	$6.425 \cdot 10^{-4}$
8	99.4	7.9	3.186	$1.567 \cdot 10^{-3}$
12	107.4	13.5	4.590	$2.661 \cdot 10^{-3}$
16	116.2	24.9	6.372	$4.907 \cdot 10^{-3}$
20	126.7	35.2	7.965	$6.937 \cdot 10^{-3}$

Pirelli (Hevaflex)

Tabelul 7.2

M, [kg]	R, [Ω]	ΔR , [Ω]	σ_t , [MPa]	ε_t , [-]
0	122.8	-	0	0
4	125.32	2.52	1.018	$5.337 \cdot 10^{-4}$
8	128.52	5.72	2.036	$1.119 \cdot 10^{-3}$
12	132.34	9.52	3.054	$1.866 \cdot 10^{-3}$
16	137.24	14.44	4.072	$2.825 \cdot 10^{-3}$
20	142.6	19.8	5.09	$3.873 \cdot 10^{-3}$

Siegling 2A

Tabelul 7.3

M, [kg]	R, [Ω]	ΔR , [Ω]	σ_t , [MPa]	ε_t , [-]
0	412	-	0	0
5	416	4	1.021	$7.414 \cdot 10^{-4}$
10	420	8	2.042	$1.483 \cdot 10^{-3}$
15	424	12	3.063	$2.224 \cdot 10^{-3}$
20	428	16	4.084	$2.965 \cdot 10^{-3}$
25	432	20	5.105	$3.706 \cdot 10^{-3}$
30	436	24	6.126	$4.448 \cdot 10^{-3}$

Siegling 1B

Tabelul 7.4

M, [kg]	R, [Ω]	ΔR , [Ω]	σ_t , [MPa]	ϵ_t , [-]
0	83.9	-	0	0
2	87.9	4	1.12	$7.447 \cdot 10^{-4}$
4	91.6	3.7	2.24	$1.433 \cdot 10^{-3}$
6	95.5	3.9	3.36	$2.159 \cdot 10^{-3}$
8	99.4	3.9	4.48	$2.885 \cdot 10^{-3}$
10	103.4	4	5.6	$3.630 \cdot 10^{-3}$

Pe baza rezultatelor obținute s-au trasat diagramele tensiune - deformație pentru următoarele structuri de curea: Pirelli (Hevaflex); Clujana; Sieglingriemen (Extremultus) cu unu și respectiv două straturi de rezistență, redate in figura 7.4 .

Analitic s-au determinat valorile modulului de elasticitate la tracțiune, pentru cele patru curele, rezultând valorile din tabelul 7.5.

Tabelul 7.5

Varianta constructivă	Clujana	Pirelli	Siegling 1B	Siegling 2A
Modul de elasticitate E_t , [MPa]	1358	1495	1548	1377

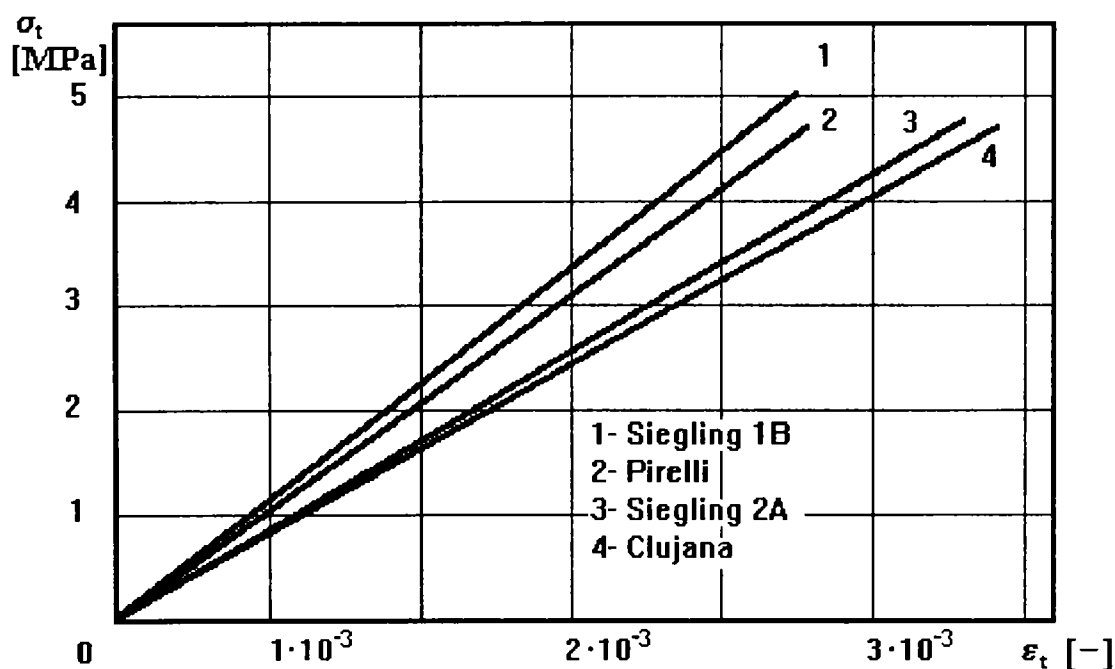


Figura 7.4

Se poate concluziona, că valorile obținute se încadrează in limitele recomandărilor din literatura tehnică și prospectele firmelor producătoare.

7.3 Capacitatea de tracțiune a transmisiilor prin curele late

Pentru stabilirea experimentală a dependențelor $\xi = \xi(\varphi)$ și $\eta = \eta(\varphi)$, denumite “caracteristică de tracțiune” respectiv “randamentul mecanic”, în absența unei informații analitice a dependențelor anterioare, se recurge la o cercetare experimentală, foarte laborioasă, pe instalații specializate. În aceste condiții trebuie menținute succesiv invariabile:

- profilul de curea ($b \cdot h$);
- caracteristicile tribologice și cele mecanice ale materialului curelei ($\rho, \mu, E_{\tau i}$);
- tensionarea inițială a elementului flexibil (σ_0);
- raportul de transmitere $\forall i=1 \exists \beta_1 = \beta_2$;
- viteza medie a curelei (v) și gradul de curbare $d_{1,2}/h$ a acesteia.

Datorită multitudinii și complexității factorilor menționați anterior, determinarea caracteristicii de tracțiune se poate realiza numai pe instalații specializate, de mare complexitate, dotate cu echipament de măsură corespunzător.

Standul experimental, realizat în vederea obținerii caracteristicii de tracțiune, este constituit dintr-o transmisie cu circuit energetic deschis, având arbori paraleli, ramurile deschise, tensionată permanent (prin deplasarea motorului) și este conceput astfel, încât să permită măsurarea momentului de torsiune și vitezelor unghiulare la cei doi arbori.

Obținerea caracteristicilor de tracțiune pentru toate variantele constructive ale transmisiilor posibile (care diferă prin: profilul curelei utilizate, structura impusă de firmele producătoare, sistemul de tensionare utilizat etc.), devine extrem de laborioasă și neproductivă.

În vederea obținerii unor informații pertinente, care să nu se abată prea mult de realitate, se propune, în cele ce urmează, o definiție analitică a caracteristicii de tracțiune, bazată pe observațiile rezultate din experimentele anterioare [G4; H1]:

a) randamentul maxim al transmisiei se produce în vecinătatea unui punct M_0 , definit de o valoare optimă φ_0 a coeficientului de tracțiune, până la care alunecarea elastică ξ_0 crește practic liniar;

b) patinarea, însoțită de alunecarea elastica, apare în momentul în care unghiul de alunecare β_{al} devine egal cu unghiul de înfășurare, situație în care coeficientul de tracțiune continuă să crească;

c) patinarea totală presupune oprirea completă a roții conduse, iar coeficientul de tracțiune tinde spre valoarea critică φ_{cr} .

În intervalul $[0;M_0]$ creșterea funcției $\xi(\varphi)$ este aproximativ liniară, iar în intervalul $[\varphi_0;\varphi_{cr}]$ alura funcției este de tip exponențial, practic cu o ramură asimptotică la dreapta $\varphi = \varphi_{cr}$ (vezi figura 7.5).

Conform observațiilor anterioare, caracteristica de tracțiune pentru orice transmisie prin curele cu arbori paraleli și ramuri deschise devine prognozabilă cu probabilitate maximă dacă se pot evalua cât mai apropiat de realitate valorile optime $\xi_0(\varphi_0) \cup \varphi(\varphi_{cr})$.

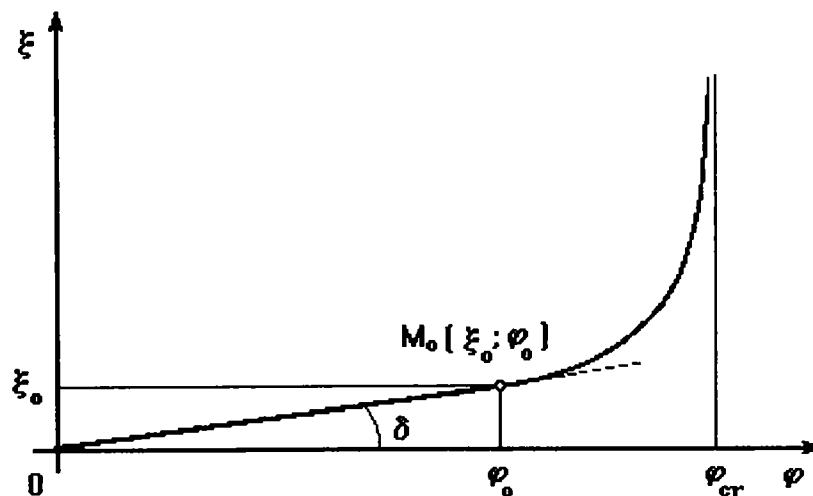


Figura 7.5

Ecuția care aproximează funcția menționată pe intervalul $\varphi \in [0;\varphi_{cr})$ este:

$$\varphi(\xi) = \varphi_{cr} \left[1 - e^{\frac{\xi}{\xi_0} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right)} \right] \quad (7.4)$$

Condițiile impuse funcției sunt:

- continuitate și derivabilitate a funcției $\varphi(\xi)$ pe domeniul $\varphi \in [0; \varphi_{cr})$, inclusiv în punctele $O(0;0)$ și $M_0(\varphi_0; \xi_0)$

- pentru $\varphi \rightarrow \varphi_{cr} \Rightarrow \xi(\varphi) \rightarrow \infty$ (funcția $\xi(\varphi)$ are o asimptotă verticală $\varphi = \varphi_{cr}$).

Se constată că cele două condiții sunt satisfăcute, deoarece:

a) pentru $\xi = 0$;

$$\varphi = \varphi_{cr} \left[1 - e^{\frac{0}{\xi_0} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right)} \right] = 0; \quad (7.5)$$

b) pentru $\xi = \xi_0$;

$$\varphi = \varphi_{cr} \left[1 - e^{\frac{\xi_0}{\xi_0} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right)} \right] = \varphi_{cr} \left[1 - \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right) \right] = \varphi_0. \quad (7.6)$$

c) dacă $\xi \rightarrow \infty$

$$\lim_{\xi \rightarrow \infty} \varphi = \varphi_{cr}; \quad (7.7)$$

pentru că argumentul funcției logaritmice $1 - (\varphi_0/\varphi_{cr})$ din relația (7.4) este un număr subunitar, pozitiv:

$$\begin{aligned} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right) < 0, \text{ astfel:} \\ \lim_{\xi \rightarrow \infty} \frac{\xi}{\xi_0} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right) = -\infty; \text{ și} \\ \lim_{\xi \rightarrow \infty} e^{\frac{\xi}{\xi_0} \ln \left(1 - \frac{\varphi_0}{\varphi_{cr}} \right)} = 0. \end{aligned} \quad (7.8)$$

Prin urmare: $\lim_{\xi \rightarrow \infty} \varphi = \varphi_{cr}$

Transmisia experimentală (figurile 7.6 și 7.6 a), este antrenată de un motor electric asincron trifazat cu flansă (1), de la care cuplul motor este transmis prin intermediul traductoarelor de moment și a elementului intermediar flexibil la consumator - frână electromagnetică de inducție (7).

De flanșa motorului este fixată o bucășă (2), rezemată prin inele de teflon (3) pe arborele tubular fix (4), în care, la rândul său, prin intermediul a doi rulmenți radiali cu bile, se rezemă arborele motor (5). Construcția traductorului este concepută astfel, încât să permită rotirea relativă a bucășei față de arborele tubular fix.

Atât pe flanșa bucășei, cât și pe flanșa arborelui tubular sunt realizate fante pentru fixarea elementelor elastice (6) - lamelele prevăzute cu timbre tensometrice.

La capetele arborilor motor și condus sunt cuplate tahogeneratoarele (8), menite să determine viteza unghiulară a arborilor de intrare și ieseire.

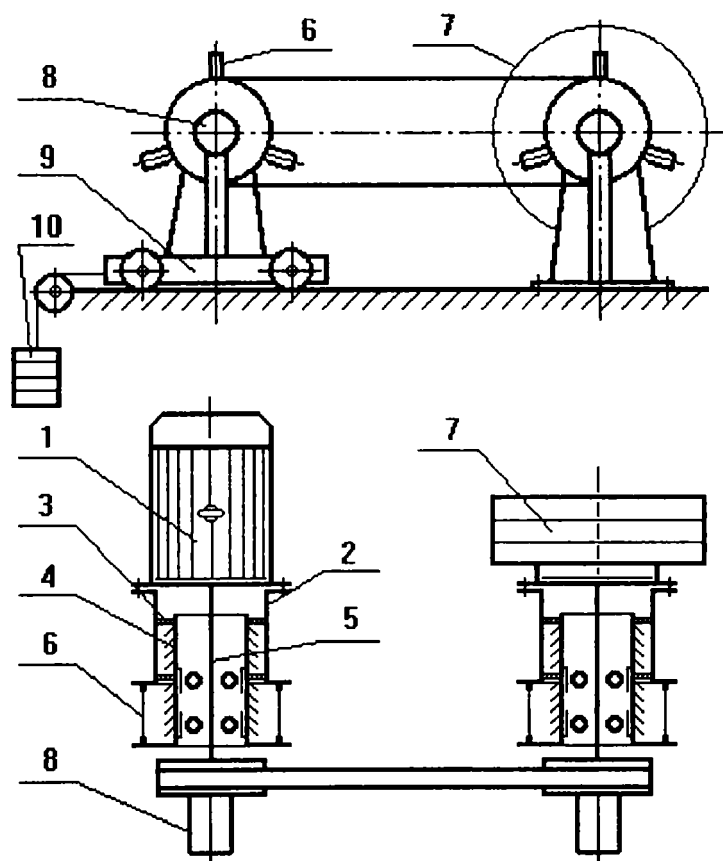


Figura 7.6

Schema standului experimental pentru determinarea caracteristicii de tracțiune

Tensionarea permanentă a curelei transmisiei se efectuează prin deplasarea motorului, fixat pe căruciorul mobil (9), prin intermediul greutăților (10).

Marea majoritate a traductoarelor torsionometrice prezintă elemente în mișcare de rotație. Prelevarea semnalului presupune existența unor elemente de tip inel - perie, fapt ce constituie un dezavantaj major. S-a recurs la alegerea unui traductor

de moment fără piese în mișcarea de rotație, inspirat din [H5], efectuându-se unele modificări.

Traductoarele pentru măsurarea momentelor de torsiune sesizează efectul de reacție ce ia naștere în statorul motorului de acționare, respectiv al frânei cu inducție. În scopul măsurării momentelor statorice se folosesc câte trei elemente elastice lamelare pe care sunt fixate traductoarele rezistive de alungire (traductoare RFT tip WG montate în brațele opuse ale unei punți).

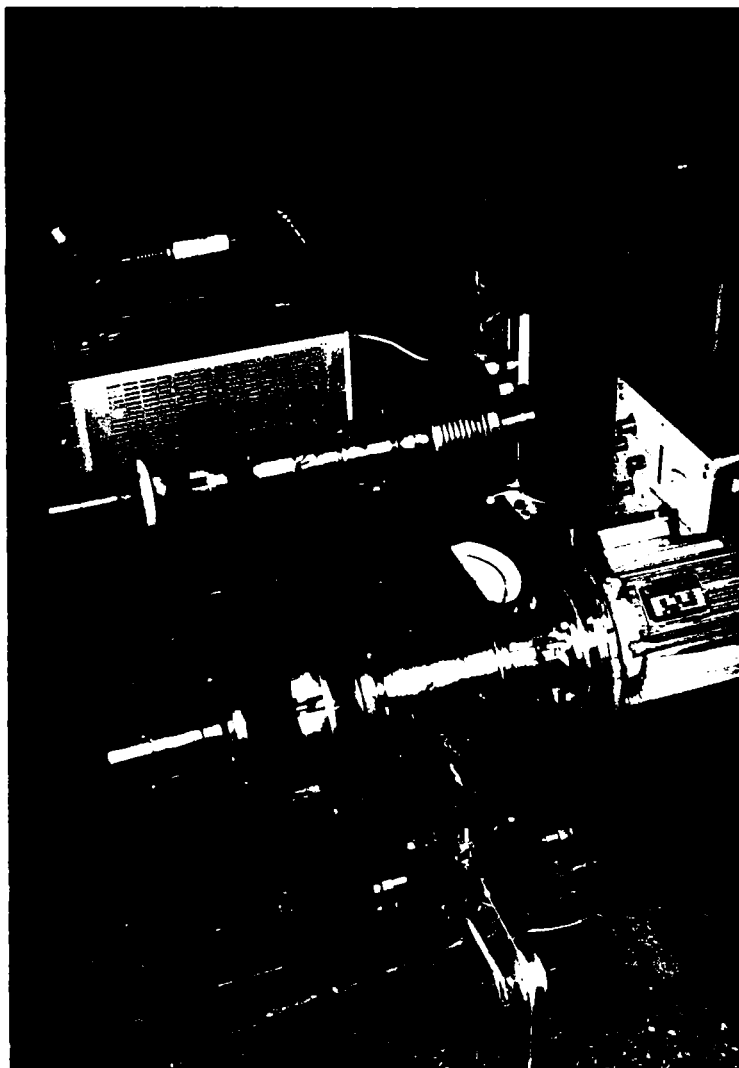


Figura 7.6 a

Standul experimental pentru determinarea caracteristicii de tracțiune

Schema de principiu a traductorului este prezentată în figura 7.7. Motorul electric (1), respectiv frâna cu inducție sunt immobilizate elastic față de batiul (2) prin intermediul traductorului (care are în componența sa lamelele elastice (3) cu traductoare (4)). Atunci când arborele motorului, respectiv al frânei, transmit un moment de torsiune $T_{1,2}$ statorul acestora are tendința de a se roti în sens opus. Ca

urmare, lamelele elastice se vor deforma proporțional cu valorile momentelor statorice, deformații ce vor fi preluate de traductoare și transmise punților de măsură.

Forța ce va acționa asupra unei lame elastice este dată de relația:

$$F = \frac{1}{3} \frac{T}{r}; \quad (7.9)$$

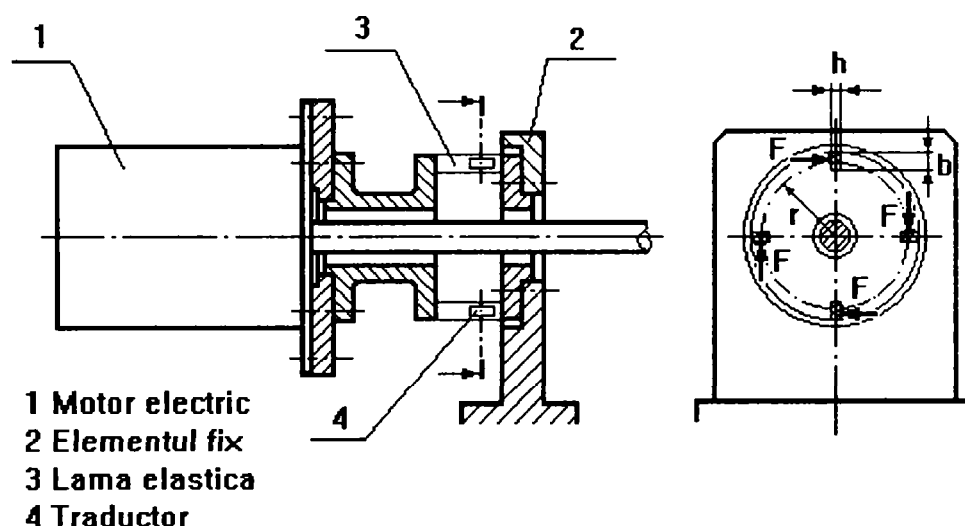


Figura 7.7

Schema de principiu a traductorului torsiometric

în care T reprezintă momentul statoric (egal și de sens contrar cu cel transmis prin arbore), făcând abstracție de trecerea foarte redusă din reazem.

r - raza pe care sunt amplasate traductoarele.

Fixarea lamei este posibilă recurgând la două modalități și anume:

a) lama elastică se încastrează tehnic la ambele extremități; în acest caz aceasta din urmă este supusă (în punctele de încastrare) unei forțe F și unui moment M_0 cu valoarea:

$$M_0 = \frac{1}{2} Fl; \quad (7.10)$$

(unde l este lungimea liberă a lamei) a cărei distribuție rezultă din figura 7.7.

Traductoarele rezistive se plasează la o distanță x în raport cu mijlocul lamei elastice, punct în care momentul preluat de aceasta este:

$$M(x) = F \left(\frac{l}{2} - x \right) = \frac{1}{3} \frac{T}{r} \left(\frac{l}{2} - x \right). \quad (7.11)$$

Starea de tensiune în punctul în care este plasat traductorul va fi:

$$\sigma = \frac{F\left(\frac{1}{2} - x\right)}{W_z} = \frac{T\left(\frac{1}{2} - x\right)}{3rW_z}; \quad (7.12)$$

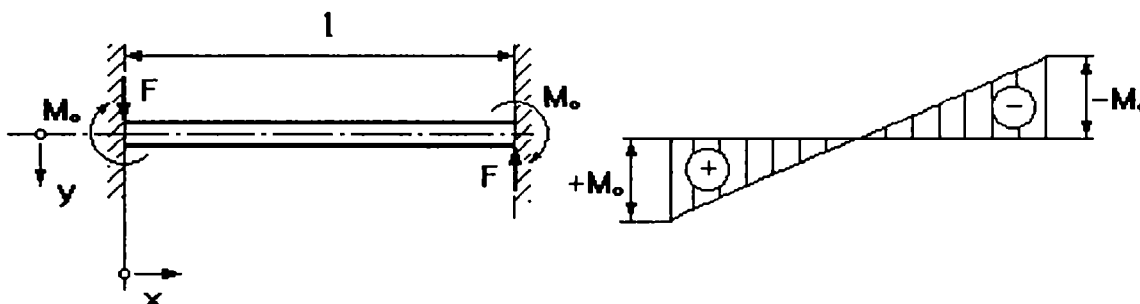


Figura 7.8

Distribuția momentului în lamela elastică

unde W_z - reprezintă modulul de rezistență al lamei elastice cu dimensiunile b și h , conform figurii 7.7.

$$W_z = \frac{bh^2}{6}. \quad (7.13)$$

Deformația pe care o va suferi elementul elastic conform relației lui Hooke:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}; \text{ este:} \quad (7.14)$$

$$\varepsilon = \frac{F\left(\frac{1}{2} - x\right)}{E W_z} = \frac{T\left(\frac{1}{2} - x\right)}{3r E W_z} \quad (7.15)$$

Plasând traductoarele la distanța $x = l/4$, relația (7.15) ia forma:

$$\varepsilon = \frac{Tl}{12r E W_z}. \quad (7.15 a)$$

Acceptându-se modulul de elasticitate $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa și impunând din considerente metrologice ca deformația elastică să fie de ordinul $\varepsilon \in [0,1 \dots 1,5] \text{ ‰}$ rezultă modulul de rezistență necesar pentru lamele elastice:

$$W_z = \frac{Tl}{12r E \varepsilon}. \quad (7.16)$$

În condițiile de mai sus, pentru grosimea h a lamei elastice rezultă valoarea:

$$h = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{Tl}{rbE\varepsilon}} \quad (7.17)$$

b) lama elastică se încastrează numai la o extremitate, celălalt capăt având posibilitatea să se deformeze proporțional cu mărimea efortului aplicat acestuia.

În acest caz, tensiunea din lamelă va fi distribuită conform figurii (7.8 a).

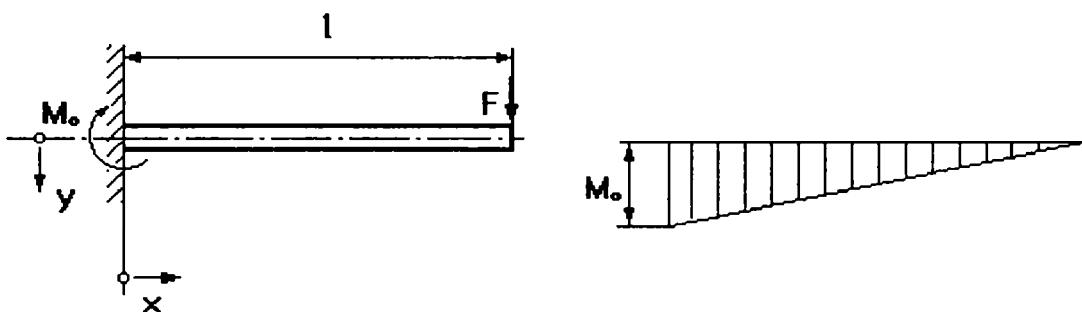


Figura 7.8 a

Distribuția momentului în lamela elastică încastreată la o extremitate

Lamela este supusă unei forțe F și unui moment M_0 cu valoarea:

$$M_0 = Fl; \quad (7.18)$$

(unde l este lungimea liberă a lamelei).

Dacă traductoarele rezistive se plasează la o distanță x în raport cu capătul lamei elastice, în acel punct momentul preluat de lamă este:

$$M(x) = F(1-x) = \frac{1}{3} \frac{T}{r} (1-x) \quad (7.19)$$

Starea de tensiune în punctul în care este plasat traductorul va fi:

$$\sigma = \frac{F(1-x)}{W_z} = \frac{T(1-x)}{3rW_z}; \quad (7.20)$$

iar deformația pe care o va suferi elementul elastic conform relației lui Hooke va fi:

$$\varepsilon = \frac{F(1-x)}{EW_z} = \frac{T(1-x)}{3rEW_z}. \quad (7.21)$$

La realizarea traductorului de moment s-a optat pentru varianta b) de fixare a lamelor elastice, aceasta din urmă oferind următoarele avantaje:

- 1) sensibilitate optimă (în comparație cu varianta a);
- 2) comportare elastică uniformă, evitându-se rezemarea static nedeterminată;
- 3) simplitate constructivă.

În vederea măsurării vitezelor unghiulare ale celor doi arbori pe care sunt fixate roțile de curea s-au utilizat două tahogeneratoare de curent continuu RADIO - ENERGIE, tip Reo 444, cu constanta 0.06 v/rot/min, $I_{\max}=0.18\text{A}$, $n_{\max}=10000$ rot/min. Tahogeneratoarele au fost legate în opoziție, pentru a furniza o tensiune proporțională cu alunecarea (pe arcele de alunecare) , măsurată prin intermediul voltmetrului digital (figura 7.9).

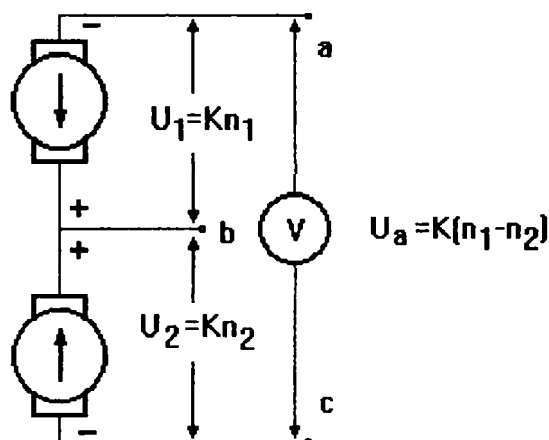


Figura 7.9

Schema electrică principală de măsurare a alunecării elastice

Traductorul de cuplu a fost proiectat astfel, încât să efectueze măsurarea unui moment de torsiune până la $T = 10 \text{ Nm}$, lungimea lamelor elastice având $l = 50 \text{ mm}$, acestea fiind plasate pe o circumferință cu raza $r = 50 \text{ mm}$. Pentru ca lama elastică să poată recepta un semnal util, fără a se depăși deformațiile pur elastice, lățimea acesteia s-a acceptat să fie $b = 10 \text{ mm}$.

Pornind de la parametrii motorului de acționare: $P = 0,37 \text{ kW}$; $n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$ se determină momentul de torsiune maxim , furnizat de motor:

$$T_{\max} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1} = \frac{10^6 \cdot 0,37}{94,25} = 3,92 \text{ Nm.}$$

Transmisia standard are raportul de transmitere $i = 1$ și diametrele roților de curea:

$$d_1 = d_2 = 200 \text{ mm.}$$

În aceste condiții, elementul flexibil va transmite o forță tangențială maximă:

$$F_{t \max} = \frac{2T_{\max}}{d_1} = 39.2 \text{ N.}$$

Valoarea critică a coeficientului de tracțiune corespunde unui unghi de înfășurare $\beta_1 = \pi$ rad. respectiv unui coeficient de frecare mediu $\mu = 0,55$ și va avea valoarea:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{e^{\mu \beta_1} - 1}{e^{\mu \beta_1} + 1} = 0,69.$$

Întrucât valoarea optimă a coeficientului de tracțiune se realizează pentru $\varphi_{\text{opt}} = (0,65 \dots 0,75)\varphi_{\max} = 0,74 \cdot 0,69 = 0,51$, efortul inițial F_0 din cele două ramuri ale transmisiei trebuie să fie:

$$F_0 = \frac{F_{t \max}}{2\varphi_{\text{opt}}} = 38,43 \text{ N.}$$

acesta din urmă asigurându-se prin deplasarea motorului sub acțiunea unei greutatei susținute de talerul sistemului de tensionare: $G = 2F_0 = 76,86 \text{ N}$; cu masa greutateii:

$$m = G/g = 7,84 \text{ kg.}$$

Momentul de torsiune rezistent s-a simulat cu ajutorul unei frâne electromagnetice de inducție cu indus neted, care are următoarele caracteristici: tensiunea de alimentare 24V c.c; curent de excitație 1.5A; putere disipată maximă 1.5 kW la 3000 rot/min în regim de durată; turația maximă 5000 rot/min.

Frâna s-a alimentat prin intermediul unui autotransformator toroidal și al unui redresor de curent continuu, conform schemei din figura 7.10.

Alimentând bobina frânei cu un curent de excitație ce poate fi modificat prin intermediul redresorului, frâna va genera la arborele condus un moment proporțional cu semnalul de comandă.

Traductoarele torsiometrice s-au calibrat (etalonat), utilizându-se un braț echilibrat cu taler (lungimea brațului $l = 0,5\text{m}$), acesta din urmă încărcându-se progresiv cu greutateți tarate (figura 7.11), obținându-se curbele de calibrare (etalonare).

Înainte de prelevarea datelor s-au efectuat câte 10 cicluri complete încărcare - descărcare. Deși caracteristicile prezintă o histereză mecanică și au o ușoară abatere de la liniaritate (care este explicabilă și se datorează imperfecțiunii încastrării

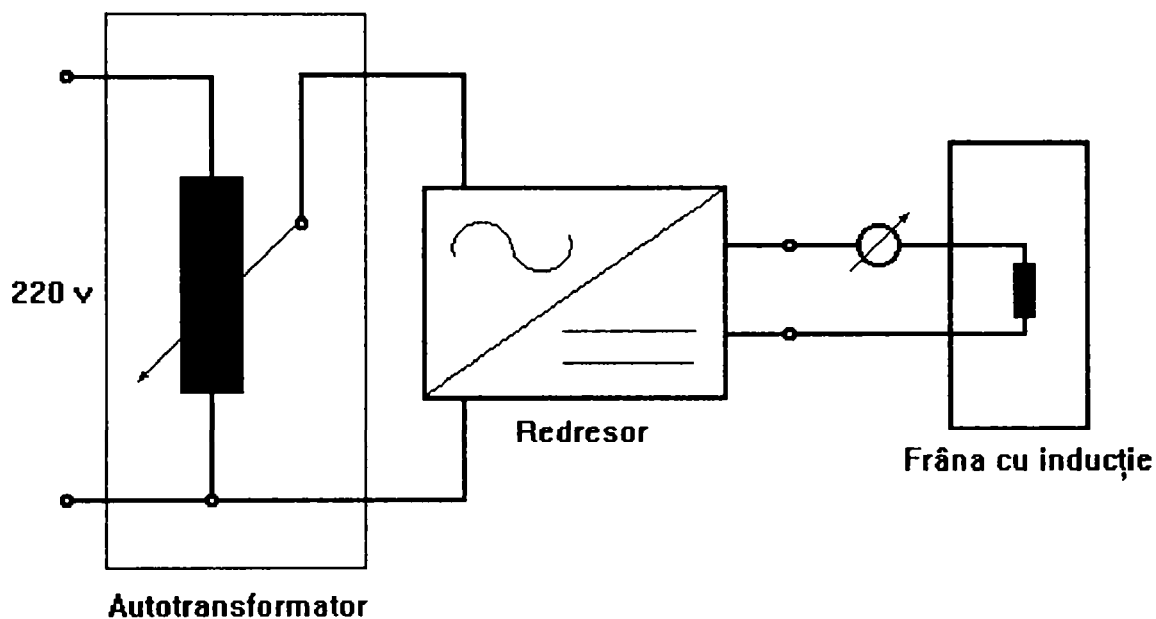


Figura 7.10
Schema de alimentare a frânei cu inducție

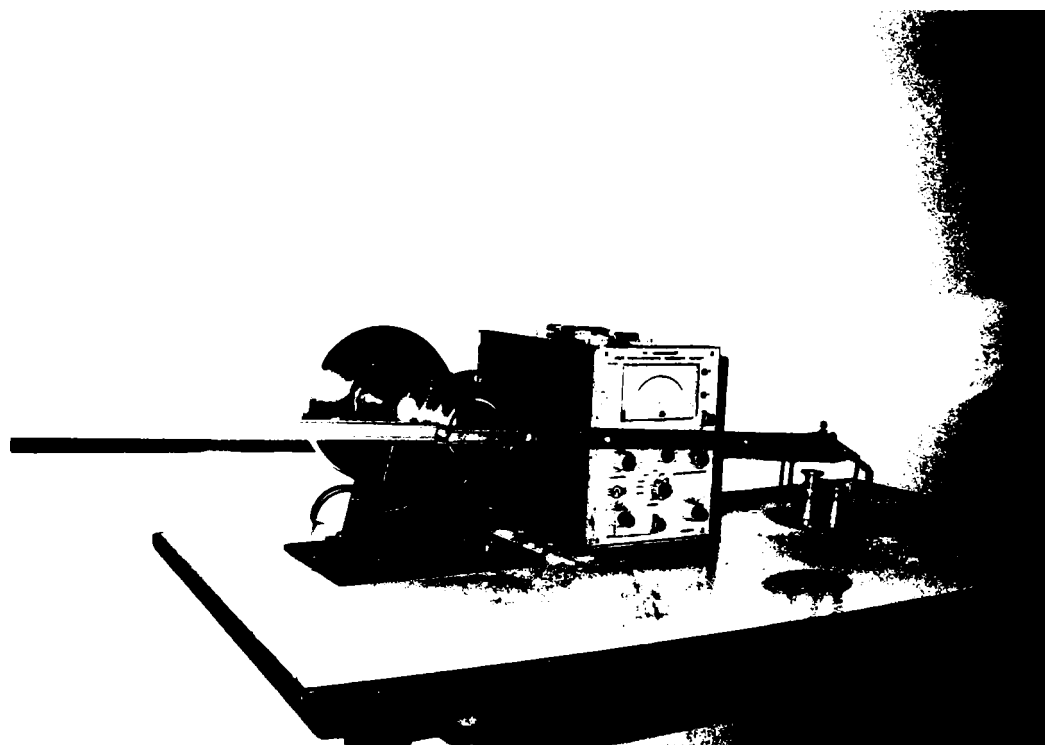


Figura 7.11
Calibrarea traductorului torsionmetric

lamelor elastice cât și faptului că acestea au lucrat în domeniul deformațiilor mari), ele sunt stabile și reproductibile. Curbele de calibrare (figurile 7.12 și 7.13) s-au trasat ca urmare a câte trei serii de măsurători încărcare - descărcare.

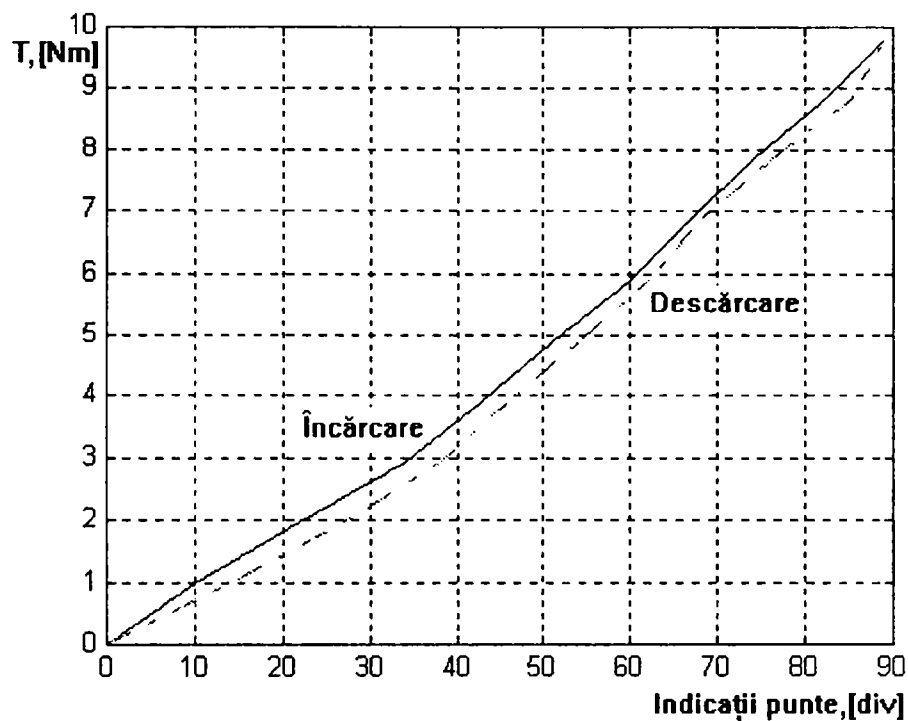


Figura 7.12

Curbele de calibrare a traductorului torsionmetric motor

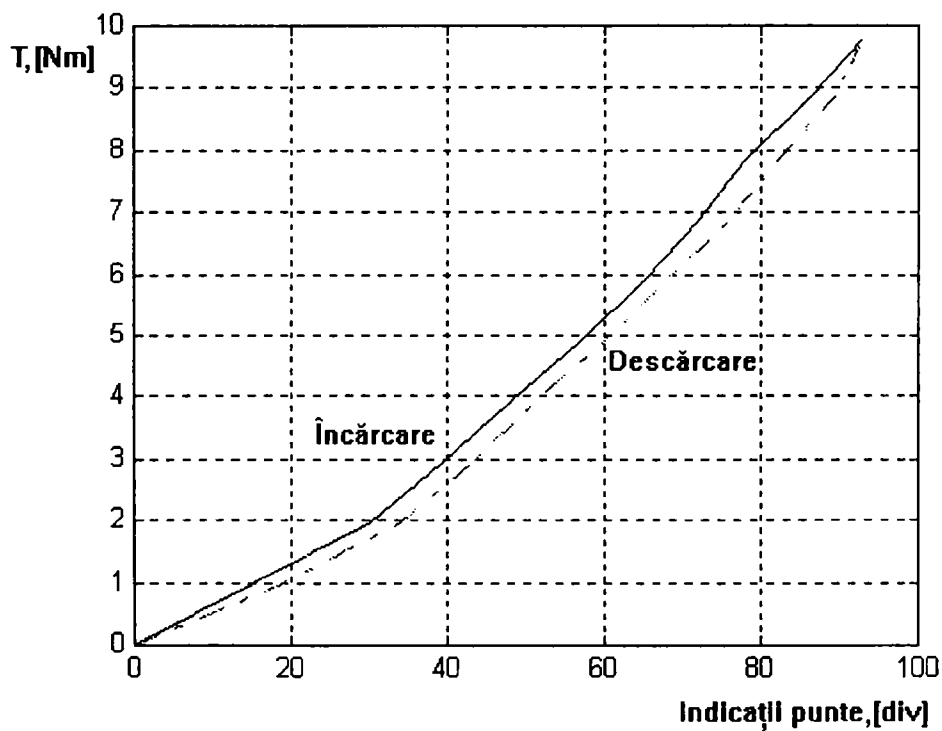


Figura 7.13

Curbele de calibrare a traductorului torsionmetric frână

În noua ipoteză de lucru, cercetările experimentale se simplifică substanțial fără a se distorsiona rezultatele obținute. Dacă se verifică ipotezele de liniaritate a

intervalului $[0; \varphi_0]$ și alura experimentală $[\varphi_0; \varphi_{cr})$, rezultă că dependența descrisă teoretic este reală.

Programul experimental are următoarea desfășurare:

S-a deblocat șurubul de fixare a saniei motorului, după ce s-a pus greutatea calculată în prealabil pe taler și s-a blocat sania. S-a pornit instalația în gol, s-a mărit tensiunea de alimentare a frânei (în trepte), citindu-se valorile momentelor de torsiune și vitezele unghiulare la cei doi arbori ai transmisiei. La atingerea valorii momentului de torsiune maxim, transmisia a intrat în patinare.

S-au efectuat trei serii de măsurători, ale căror medii sunt prezentate în tabelul 7.6

MEDIILE VALORILOR MĂSURATE

Tabelul 7.6

Diviziuni punte motor	Diviziuni punte frână	Tensiune tahogenerator motor, [V]	Diferența tensiune tahogeneratoare, [V]
27	32	54.4	0.35
36	40	54.2	0.48
43	47	54	0.65
47	51	54	0.81
51	54	53.8	1.07
54	57	53.8	1.77

Cunoscându-se valorile obținute prin măsurători directe și având curbele de calibrare (etalonare) a punților, s-au determinat valorile momentelor de torsiune pe arborii motor și condus.

Forța tangențială rezultă din relația:

$$F_t = 2T/d_1,$$

de unde s-a stabilit valoarea coeficientului de tracțiune:

$$\varphi = F_t/2F_0 = F_t/G.$$

Alunecarea elastică s-a determinat cunoscându-se turațiile celor doi arbori ai transmisiei:

$$\xi = [(v_1 - v_2)/v_1] \cdot 100, [\%];$$

Întrucât raportul de transmitere este $i = 1$, se poate scrie:

$$\xi = [(n_1 - n_2)/n_1] \cdot 100 = [\Delta n/n_1] \cdot 100.$$

Randamentul transmisiei s-a determinat din relația:

$$\eta = P_2/P_1; \text{ în care } P_1 = T_1\omega_1; \text{ și } P_2 = T_2\omega_2.$$

Prelucrând datele obținute în urma medierii măsurătorilor, s-au obținut valorile, prezentate în tabelul 7.7.

VALORI REZULTATE

Tabelul 7.7

T_1 [Nm]	F_{t1} [N]	n_1 [rot/min]	Δn [rot/min]	ω_1 [rad/s]	P_1 [W]	T_2 [Nm]	ω_2 [rad/s]	P_2 [W]	φ	ξ [%]
2.4	24	906.6	5.8	94.94	227.85	2.2	94.33	207.52	0.31	0.65
3.2	32	903.3	8	94.59	302.69	3	93.75	281.25	0.41	0.9
3.9	39	900	10.8	94.25	367.58	3.7	93.12	344.54	0.51	1.2
4.3	43	900	13.5	94.25	405.28	4.1	92.83	380.6	0.56	1.5
4.8	48	896.6	17.8	93.89	450.67	4.5	92.01	414.05	0.62	2.0
5.2	52	896.6	29.5	93.89	488.23	4.7	90.8	426.76	0.67	3.3

Conform tabelului 7.7 s-au construit dependențele $\xi = \xi(\varphi)$ și $\eta = \eta(\varphi)$, reprezentate în figura 7.14.

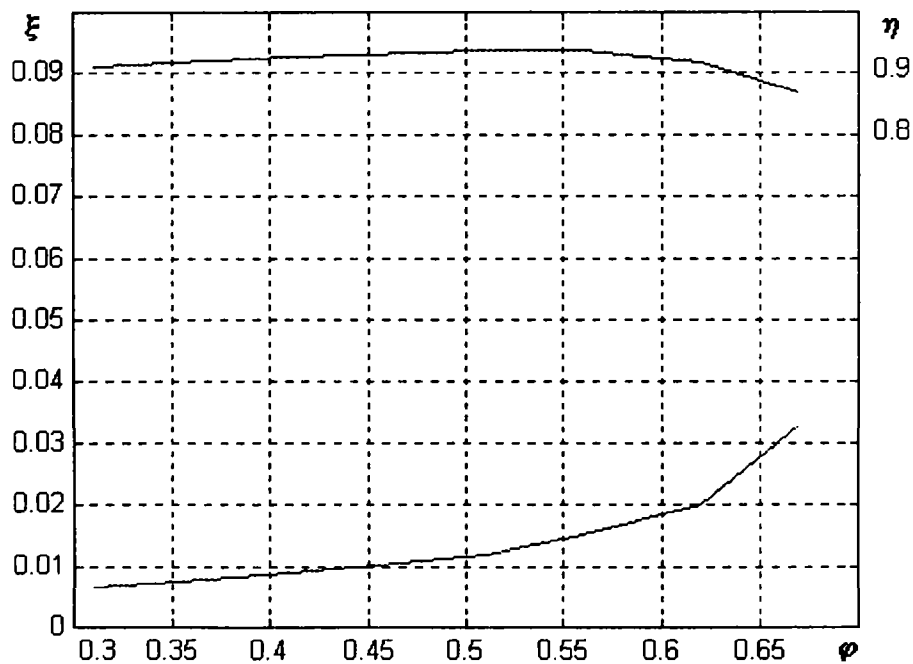


Figura 7.14

Dependențele experimentale $\xi = \xi(\varphi)$ și $\eta = \eta(\varphi)$

Din analiza comparativă a dependențelor experimentală și teoretică (figura 7.15) se observă că funcția definită teoretic reproduce cu o foarte bună aproximație

fenomenul transferului de putere la transmisia încercată.

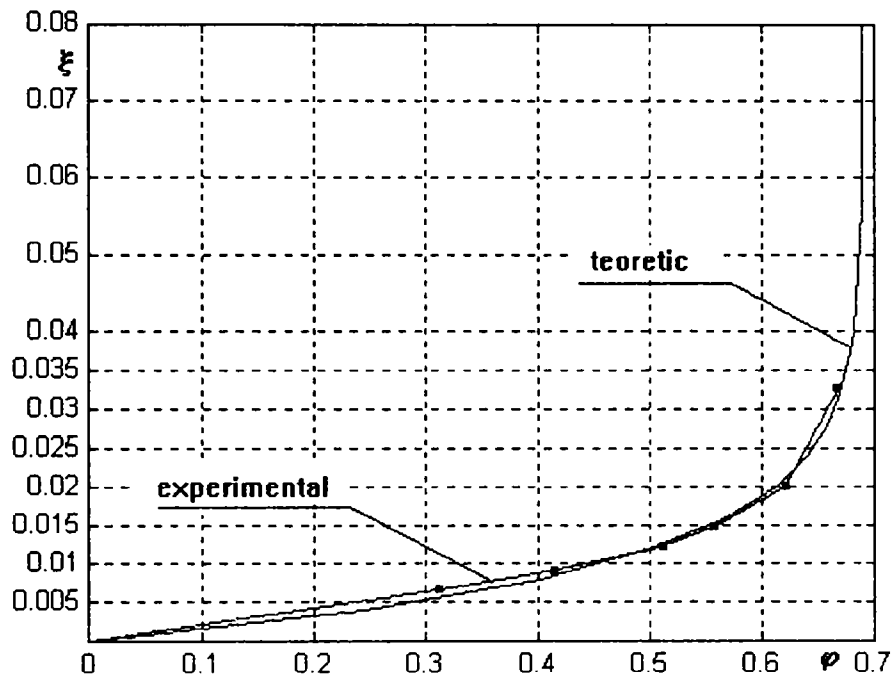


Figura 7.15

Analiza comparativă a dependențelor experimentală și teoretică

Transmisia funcționează cel mai eficient (având randamentul maxim) în intervalul $\varphi_{opt}=(0,7...0,75)\varphi_{cr}$ (vezi figura 7.14). Sub acest optim transmisia lucrează imperfect datorită rezervelor neutilizate de tracțiune pe care le posedă, iar în cazul în care transmisia depășește acest domeniu, apare pericolul de intrare în patinare.

CONSIDERAȚII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE (CONCLUZII)

Funcționarea stabilă a unei transmisii prin frecare cu element flexibil în diferite regimuri de lucru a consumatorilor de energie este un domeniu de mare actualitate în construcția de mașini, având în vedere evoluția aplicațiilor ingineresti de vârf ce necesită precizii de funcționare ridicate.

Din cele analizate în capitolele precedente, rezultă că acest domeniu poate fi dezvoltat ca element de creștere a anduranței funcționării și a stabilității regimurilor de lucru.

Prin cercetările efectuate în lucrare, atât din punct de vedere practic, cât și teoretic, prin metodele de investigare moderne și prelucrare performantă a datelor experimentale, utilizându-se simulările pe modele fizice și abstracte (utilizarea unor programe concepute și realizate de autor, implementate pe calculator) s-a încercat determinarea condițiilor optime de funcționare a transmisiei prin frecare cu element flexibil intermediar, dimensionarea corectă a acesteia și a influenței diferiților factori asupra stabilității, cât și influența regimurilor de funcționare asupra comportamentului său.

În încercarea de soluționare a problemelor propuse s-au utilizat metode cu caracter original, pornind de la diversele aspecte sesizate de alți cercetători sau aspecte care s-au dezvăluit pe parcursul experimentului.

Pe parcursul tratării capitolelor din prezenta lucrare se pot remarca următoarele concluzii și contribuții personale ale autorului atât în prezentarea transmisiilor echipate cu curele performante, cât și în cercetările efectuate asupra fenomenelor ce apar la funcționarea acestora.

CONCLUZII

Cureaua compozită modernă permite, practic fără restricții, transmiterea puterii, indiferent de poziția relativă a arborilor, numărul consumatorilor și conturul transmisiei.

Modelul reologic al materialului curelelor multistrat este de tip liniar, prin intermediul său studiul ecuațiilor reologice de stare devine abordabil, î-și dovedește utilitatea, servind nu numai pentru găsirea unor soluții constructive corecte, dar și pentru găsirea unor noi căi de dezvoltare a teoriei.

Dependența dintre parametrii ce caracterizează comportamentul reologic al curelelor multistrat: tensiunea din curea funcție de alungirea relativă, prezintă o alură în general (cu o bună aproximație) liniară.

Caracterul uscat al frecării și comportamentul vâscoelastic al materialului de curea au permis cercetarea mișcării cu ajutorul unui sistem relativ simplu de ecuații diferențiale liniare.

Coeficientul convențional de frecare, ca și arcele de alunecare sunt diferite pe cele două roți. Fenomenul respectiv devine critic atunci când coexistă tensionări inițiale exagerate (sau insuficiente) și grade de încovoiere iraționale.

Pentru toate materialele de curea, contactul alunecător este de tip uscat, iar procesul de frecare pe conturul arcului de alunecare β_{al} are un caracter nestaționar. În consecință, coeficientul de frecare μ constituie o mărime convențională (de calcul) și se poate exprima numai cu ajutorul valorilor medii ale parametrilor fundamentali, și este influențat de presiunea de contact și de viteza de alunecare.

Valorile experimentale ale coeficientului de frecare se datorează caracteristicilor materialelor din care este făcut/executat stratul de aderență al curelelor.

Conform rezultatelor obținute pe standul de simulare a procesului de alunecare elastică, odată cu creșterea presiunii medii dintre suprafața activă a coroanei roții și curea, valoarea coeficientului de frecare μ scade.

În cazul transmisiilor cu viteze periferice mari ($v > 25$ m/s) se vor utiliza soluții constructive speciale ale roților de curea pentru a evita micșorarea aderenței curelei la suprafața activă a roții, datorate absorbției aerului în interstițiul sub formă de pană între curea și roată.

Clasificarea propusă în lucrare, include totalitatea soluțiilor constructive posibile de sisteme de tensionare ale transmisiilor prin curele late.

Teoria transmisiilor prin curele late, formulată în lucrare, oferă o imagine completă și unitară asupra funcționării acestora în regim staționar.

Funcționarea transmisiilor cu element flexibil și extensibil poate fi descrisă teoretic prin metodele specifice mecanicii firului real.

Forma exponențială a ecuațiilor de efort asigură compararea diferitelor soluții tehnologice cu un grad de exactitate ridicat.

Coeficientul alunecării elastice ξ este direct proporțional cu cuplul transmis. Raportul de transmitere real depinde de încărcarea transmisiei și singura soluție de care se dispune pentru a-l apropia de cel geometric constă în creșterea rigidității la întindere a curelei ($E_t A_c$).

Corelațiile ce exprimă dependențele dintre starea de efort $F_{0,1,2}$ și viteza v a curelei pentru definirea alunecării elastice și a coeficientului de tracțiune sunt valabile doar în zonele unde nu coexistă alunecare elastică și patinare ($\xi > \xi_{opt}$; $\varphi > \varphi_{opt}$).

Stabilitatea funcțională a transmisiei se poate caracteriza prin raportul $\varphi_{opt} / \varphi_{cr}$.

Capacitatea maximă de tracțiune a transmisiei, implicit randamentul său maxim, corespund perechii de valori optime (ξ_{opt} ; φ_{opt}). Sub sau în afara acesteia transmisia lucrează imperfect, fie datorită rezervelor neutilizate de tracțiune pe care le posedă, fie datorită pericolului de intrare în patinare.

Coordonatele (perechea de valori) optime (ξ_{opt} ; φ_{opt}) se localizează geometric în punctul de trecere al drepte de alunecare elastică spre porțiunea sa exponențială.

Randamentul sporit al transmisiilor ce utilizează soluția multistrat de curea este atribuit descreșterii pierderilor prin histereză și prin alunecare elastică.

O analiză complexă, efectuată prin compararea simultană a mai multor criterii obiective cum ar fi: capacitatea de tracțiune, randamentul, încărcarea arborilor, durabilitatea la oboseală și la uzură, gabaritul radial și axial și complexitatea constructivă, conduce la concluzia unei superiorități evidente a curelei multistrat față de variantele clasice (inclusiv profilul trapezoidal).

Pierderile energetice la transmisiile prin curele, datorate următoarelor grupe de factori:

- alunecărilor elastice ce se manifestă între suprafețele active aflate în contact forțat ale roților și elementului flexibil;

- frecărilor interioare din materialul vâscoelastic al curelei, aflat sub acțiunea unor solicitări ciclice;

- frecărilor aerodinamice care apar la mișcarea curelei și a roților în mediul vâscos ambiant;

- frecărilor în lagăre;

au un efect global de reduceri ale randamentului cu 4...6% în cazurile normale de funcționare.

Referitor la pierderile de energie în lagăre, cauzate de reacțiunile radiale, datorate pretensionării inițiale a ramurilor transmisiei, se menționează comportamentul favorabil al transmisiilor cu tensionare automată, care solicită lagărele și cureaua doar la funcționarea în sarcină.

Una din cauzele perturbării funcționării transmisiei, ce influențează negativ legătura motor - consumator și poate aduce la distrugerea rapidă a elementului flexibil este oscilația (atât a reazemelor cât și a ramurilor curelei).

Eliminarea definitivă a acestor oscilații (îndeosebi în regimul tranzitoriu - demararea sau trecerea de la o turație la alta a mașinii) este practic imposibilă chiar

dacă luăm în considerare capacitatea de amortizare ridicată a materialelor vâscoelastice.

Variațiile tensiunilor din ramuri sunt influențate de caracterul oscilațiilor roților de curea.

Oscilațiile (vibrațiile) ramurilor transmisiei provoacă tensiuni dinamice suplimentare, fapt ce amplifică procesul de uzare prin oboseală a elementului flexibil.

Odată cu mărirea vitezei mișcării longitudinale, frecvențele oscilațiilor (vibrațiilor) se micșorează.

Pentru proiectarea corectă a unei transmisii prin curea, este necesară corelarea optimală a geometriei transmisiei cu parametrii geometrici și cinematici efectivi ai acesteia.

Costurile suplimentare pentru proiectarea și realizarea unui STA sunt compensate integral prin avantajele materiale pe care le aduce utilizarea acestei soluții.

Demarajul transmisiilor cu STA se face cu o constantă de timp relativ redusă, garantându-se astfel o atenuare a suprasolicitărilor curelei în regimurile nestabilizate.

Pentru transmisiile reversibile ca sens de rotație, tensionate automat, se poate utiliza exclusiv sistemul cu role antagoniste (celelalte soluții interzic schimbarea sensului de mișcare).

O transmisie prin curea, echipată cu STA, anulează o calitate atribuită în general transmisiilor prin frecare: patinarea la suprasarcini. Din acest motiv se impune ca pe lanțul cinematic să se introducă un cuplaj limitator de sarcină (în vederea evitării ruperii elementului flexibil intermediar).

În ansamblu, rezultatele studiului pot folosi pentru perfecționarea metodelor actuale de calcul și pentru o înțelegere mai profundă a fenomenului transmiterii de putere la curelele late.

CONTRIBUȚII PERSONALE

*Sinteza monografică, elaborată pe baza unei vaste bibliografii privitoare la evoluția, particularitățile transferului energetic, soluțiile moderne de curele late multistrat și la tensionarea transmisiilor prin curea, oferă informații sistematizate și concise cu privire la aspectele menționate.

*S-a propus o clasificare unitară atât a tipurilor de transmisie cu element flexibil intermediar (prin frecare), cât și a sistemelor de tensionare, ce include totalitatea sistemelor cunoscute și are la bază principiul funcțional și particularitățile geometrice ale transmisiei.

*Sinteza bibliografică a regimurilor de funcționare posibile, întâlnite în literatura de specialitate și prezentarea acestora din punctul de vedere al autorului.

*Sinteza relațiilor pentru ecuațiile de mișcare ale regimului de funcționare stabilizat cu rezolvarea acestora pentru un mod generalizat, pentru toate cazurile posibile ale diverselor sisteme de tensionare și geometria transmisiei.

*Analiza critică comparativă a performanțelor transmisiilor prin curea cu STP și a celor cu STA.

*Studiul teoretic al regimurilor tranzitorii de funcționare a transmisiilor prin curea.

*Proiectarea și realizarea unui echipament complex, care permite realizarea unei game largi de încercări legate de trei aspecte:

- transferul energetic la transmisiile prin curea;
- determinarea coeficientului de frecare dintre elementul elastic intermediar și suprafața activă a roții;
- studiul reologic al structurilor moderne de curea.

*Stabilirea programului experimental rațional pentru încercarea funcționării transmisiei de referință, program ce a permis evidențierea factorilor principali ce intervin în procesul de transfer energetic (stabilirea caracteristicii de tracțiune).

*Verificarea premizelor și ipotezelor acceptate în studiul teoretic al transferului energetic. Concordanța bună între dependențele teoretice și valorile experimentale confirmă valabilitatea celor acceptate în elaborarea modelului matematic.

*Elaborarea unui model matematic original al caracteristicii de tracțiune a transmisiei de referință.

*Verificarea și confirmarea caracteristicilor superioare atribuite curelelor cu structură stratificată.

*Elaborarea unui program de proiectare de tip conversațional pentru verificarea și simularea unei transmisii cu element flexibil intermediar.

*Elaborarea modelului matematic al comportamentului reologic al materialului curelei compozite.

*Prin rezultatele studiului teoretic și experimental, lucrarea este menită înțelegerii mai profunde a fenomenului de transfer energetic în regimurile stabilizat și tranzitoriu și este utilă pentru perfecționarea metodelor actuale de calcul ale transmisiilor prin curea. În lucrare se oferă informații sistematizate pentru alegerea celui mai potrivit mod de tensionare, cu largi posibilități de optimizare, precum și informații care să permită exploatarea cât mai avantajoasă a calităților sistemelor de tensionare a transmisiilor prin curele late.

Bibliografie

- A1. Andreev, A.V. Fiziceskie osnovâ rabotâ privoda s ghibkoi sviaziu. Rasciot i konstruirovane detalei maşin, Maşghiz, Moskva, 1966.
- A2. Antriebstechnik 30, Konstruktion, Entwicklung und Anwendung von Antrieben und Steuerungen, Nr. 12, 1991.
- A3. Andreev, A.V. Peredaci treniem, Maşghiz, Moskva, 1963.
- A4. Aranzon, V.A. ş.a. Ustanovca nacialinogo nateajeniea privodnâh remnei. Peredatocinâe mehanizmâ, Maşinostroenie, Moskva, 1966.
- A5. Acercan, N.S. ş.a. Detali maşin. Rasciot i konstruirovane, Maşinostroenie, Moskva, 1969.
- B1. Başmakov, V.P., Dubinin, A.R. Transmisii prin curele şi lanţuri, Editura tehnică, Bucureşti, 1961
- B2. Bennet, B.S. Simulation fundamentals, Prentice Holl, International (UK) Limited, London, New -York...,1995.
- B3. Biran, A. Breiner, M. Matlab for Engineers, Addison - Wesley Publishieng Company, Harlow, England,....,1995.
- B4. Buzdugan, G. Rezistenţa materialelor, Editura Academiei RSR, Bucureşti, 1980
- B5. Bezuhov, N.I. Teoria elasticităţii şi plasticităţii, Editura Tehnică, Bucureşti, 1957.
- B6. Bogatârev, I.S. Pronin B.A. Maşinâ dlia ispâtaniea remennâh peredaci na teagovuiu sposobnosti i K.P.D., Bestnik Maşinostroeniea, Nr.10, 1951, p.12...15.
- B7. Boşian, O. Gheorghiu, N. Stabilirea experimentală a modulului de elasticitate la întindere şi încovoiere pentru curelele trapezoidale fabricate în RSR, Buletinul Ştiinţific al Institutului Politehnic din Timişoara, Nr.7, 1962, p.101...114.

- B8. Busmann, K.H. Treibriemen und Riementriebe, Z -VDI, 1962, p. 309...310.
- B9. Busmann, K.H. Schrimmer P. Riemen und Riementriebe, Z -VDI, 1964, p. 248...250.
- C1. Ciukanov, V.I. Utocinionnâi rasciot peredaci s ghibkoi sviaziu, Vestnik Maşinostroenia, Nr.11, 1966.
- C2. Chişiu, A. ş.a. Organe de maşini, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1976.
- C3. Chişiu, A. Matieşan, D. ş.a. Organe de maşini, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.
- C4. Constantinescu, I. Ştefănescu, D. ş.a. Măsurarea mărimilor mecanice cu ajutorul tensometriei, Editura Tehnică, Bucureşti, 1989.
- D1. Dudiţa, F. Diaconescu, D. Curs de mecanisme, Universitatea din Braşov, 1984. Fasciculele 1, 2, 3, 4.
- D2. Dudiţa, F. Diaconescu, D. Optimizarea structurală a mecanismelor, Editura Tehnică, Bucureşti, 1987.
- D3. Dudiţa, F. Diaconescu, D. Mecanisme articulate. Inventica cinematică, Editura Tehnică, Bucureşti, 1989.
- D4. Dobrovoliski V.A. ş.a. Organe de maşini, Maşghiz, Kiev, 1956.
- D5. Dorn, W.S. McCracken, D. Numerical methods with FORTRAN IV, Case Studies, JohnWilei & Sons, New - York, 1972.
- D6. Dolga, V. Construcţia traductoarelor şi senzorilor, Universitatea Politehnică din Timişoara, 1993.
- D7. Dragu, D. Bădescu Gh. ş.a. Toleranţe şi măsurători tehnice, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.
- D8. Demieanov, M. K. O znaceniî uprugosti remnea pri peredaci rabotâ, Izvestiea S.-P. Tehnologhiceskogo Instituta, 1891 - 1892.
- G1. Gheorghiu, N. ş.a. Organe de maşini. Transmisii mecanice, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timişoara, 1982.

- G2. Gutiear, E.M. Issledovanie teagovâh svoistv remnea po krivâm skolijenia, Vestnik Maşinostroenia, Nr.7, 1966, p. 31...32.
- G3. Gorelik M. M. Eksperimentalnoe issledovanie skolijenia ploskih i klinovidnâh remnei, Izvestia VUZ-ov, MVO-SSR, Nr.8, 1966.
- G4. Gheorghiu, N. Transmisii prin curele trapezoidale. Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al capacităţii de tracţiune, Teză de doctorat, Timişoara, 1969.
- G5. Gheorghiu, N. Feimer, I. Asupra coeficientului de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale, Buletin Ştiinţific şi Tehnic, Institutul Politehnic din Timişoara, Tom 11(25), 1966, p. 335...344.
- G6. Ghinea, M. Fireţeanu, V. Matlab. Calcul numeric - Grafică - Aplicaţii, Teora, Bucureşti, 1995.
- G7. Gafiţanu, M. Mocanu, D. ş.a. Organe de maşini, Editura Tehnică, Bucureşti, 1981.
- G8. Galadjev R.S. Issledovanie osobennosti deformaţii klinovâh remnei. Peredatocinâe mehanizmâ, Maşinostroenie, Leningrad, 1966.
- G9. Gheorghiu, N. Feimer, I. Asupra sistemelor de încercare a transmisiilor cu element flexibil, Buletinul Ştiinţific al Institutului Politehnic din Timişoara, Nr.9, 1964, p. 399...407.
- G10. Gheorghiu, N. Ionescu, N. Selbstspannung systeme bei Riementrieben, Maschinenmarkt, Ig.76, Nr.35, 1970.
- G11. Gheorghiu, N. Ionescu, N. Definierea criterială a capacităţii de tracţiune la transmisiile prin frecare cu element flexibil, Studii şi cercetări de mecanică aplicată 3, Tom 34, Bucureşti, 1975.
- G12. Gheorghiu, N. Ionescu, N. Sistematizarea controlului tensionării iniţiale la transmisiile prin curele, Simpozionul "Proiectarea asistată de calculator", Braşov, 1981, p. 491...496.
- G13. Gheorghiu, N. Ionescu, N. ş.a. Unele inconsecvenţe privitor la dimensionarea transmisiilor prin curele, IV Simpozion de

- Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, 1984, p. 219...224.
- G14.** Gheorghiu, N. Ionescu, N. **Olteanu, D.** Itinerar rațional pentru proiectarea transmisiilor prin curele cu tensionare automat - adaptivă, VII Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Reșița, Vol. III, 1996, p. 291...296.
- H1. Horovitz, B. ș.a. Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri, Editura Tehnică, București, 1971.
- H2. Horovitz, B. Gheorghiu, N. Ein Kritischer Vergleich zwischen Schmalkeilriemen und Compound - Flachriemen, Maschinenmarkt, Nr.81, 1959, p. 22...26.
- H3. Harris, C. Crede, Ch. Șocuri și vibrații, Editura Tehnică, București, 1968. Vol. 1, 2, 3.
- H4. Horovitz, B. Gheorghiu, N. Perspective noi în construcția sistemelor de transmisii prin curele, Industria Ușoară, Nr.8, 1967.
- I1. Ivanov, E.A. Remennâe peredaci, Mașghiz, Moskva, 1964.
- I2. Ivanov, M.N. Detali mașin, Bâșșiaia școla, Moskva, 1964.
- I3. Ionescu, N. Regimuri tranzitorii la transmisia prin curea tensionată automat, Teză de doctorat, Timișoara, 1988.
- I4. Ixaru, L. Metode numerice pentru ecuații diferențiale și aplicații, Editura Academiei RSR, 1979.
- I5. Ionescu, N. ș.a. Soluții noi pentru tensionarea adaptivă prin reacție a transmisiilor prin curele, VII Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Vol. III, Reșița, 1996, p. 297...300.
- I6. Ionescu, N. Asupra sistemelor de tensionare automată comandate indirect de momentul rezistent, III Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, 1980, p. 201...226.

- I7. Ionescu, N. Criterii de selectare de tensionare automată a transmisiei prin curele, V Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Cluj-Napoca, 1988, p. 437...476.
- I8. Ionescu, N. Compararea performanțelor funcționale realizate de transmisia prin curea tensionată permanent, V Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Cluj-Napoca, 1988, p. 477...480.
- I9. Ionescu, N. Argeșanu, V. Analiza comparativă a sistemelor de tensionare cu acțiune permanentă a transmisiilor prin curea, Simpozionul “Realizări de vârf ale științei și tehnicii românești”, Baia-Mare, 1988, p. 392...395.
- I10. Ionescu, N. Argeșanu, V. Asupra legăturilor dintre geometria sistemelor de tensionare automată cu role antagoniste și tensiunea din ramurile curelei, Simpozionul “Realizări de vârf ale științei și tehnicii românești”, Baia-Mare, 1988, p. 396...399.
- I11. Ionescu, N. Cu privire la sistemul de tensionare automată a transmisiei prin curea, având în componență roți duble planetare, VI Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, Vol.II, 1992, p. 149.1...149.5.
- I12. Ionescu, N. Dependente geometrice la sistemele de tensionare a transmisiei prin curea comandate direct de momentul de torsiune rezistent, VI Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, Vol. II, 1992, p. 150.1...150.5.
- I13. Ionescu, N. Asupra legăturilor dintre geometria sistemelor de tensionare automată cu role antagoniste și tensiunea din ramurile curelei, VI Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, Vol. II, 1992, p.151.1...151.6.
- I14. Ionescu, N. Duțescu, A. Asupra comportării sistemelor de tensionare automată cu motor basculant pentru transmisiile prin curele,

- VI Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Timișoara, Vol. II, 1992, p.154.1...154.4.
- I15. Ionescu, N. Aspecte privind proiectarea transmisiei prin curea, XII Simpozion Național de Roboți Industriali, Timișoara, 1994, p. 145...149.
- I16. Ionescu, N. Gheorghiu, N. ș.a. Soluții noi pentru tensionarea adaptivă prin reacție a transmisiilor prin curele, VII Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice, Reșița, Vol. III, 1996, p. 297...300.
- J1. Jukovskii, N. E. O skolijenii remnea na şkivah (1894), Sobranie socinenii, tom III, Gostehizdat, Moskva, 1949.
- K1. Kutzbach, K. Versuche mit Keilriementrieben, Z-VDI, Bd.77,1933, p. 238...243.
- K2. Kolcin, N. I. Teagovâe haracteristiki peredaci ghibkoi sviaziu s ucetom vlieania țentrobejnâh sil i ustroistva peredaci, Teoria peredaci v mașinah, Mașghiz, Moskva, 1960.
- K3. Kudreavțev, V.N. Detali mașin, Mașinostroenie, Leningrad,1980.
- K4. Kragheliskii, I V. Vinogradova, K.A. Koeffițientâ treniea, Mașghiz, Moskva, 1962.
- K5. Kukșenko, I. F. Sereda, B.T. K teorii mehanizmov s avtomaticeskim samonateajeniem ghibkogo zvena, Teoria Mehanizmov i Mașin, Nr.6, Harikov, 1969.
- K6. Kerbaș, K.I. Pronin, B.A. K rasciotu poteri moșcnosti v klinoremennâh peredaciah, Vestnic Mașinostroeniea, Nr.3, 1962.
- L1. Lichh, I. White, A. Polyester-film belts, Machine design, Nr.22,1960, p.137...143.
- L2. Luchin, M. **Olteanu, D.** Program de calcul pentru transmisiile cu element

- flexibil intermediar, Simpozionul Științific Jubiliar
Internațional "65 ani ai UASM", Chișinău, 1998, p. 136...137.
- L3.** Luchin, M. Ionescu, N. **Olteanu, D.** Calculul transmisiilor prin curele late cu ajutorul programului TRELINT 1.0, Simpozion "PRASIC'98", Brașov, 1998, Vol. II, p. 425...428.
- L4.** Luchin, M. **Olteanu, D.** Curele late de transmisie; Program de modelare, proiectare și verificare, Simpozion "PRASIC'98", Brașov, 1998, Vol. II, p. 429...434.
- M1. Milovidov, S. S. Detali mașin, Vâșșaiia șkola, Moskva, 1971.
- M2. Manea, G. ș. a. Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1958.
- M3. Marco, S. M. ș. a. A quantitative investigation of the factors which influence the fatigue life of a V-belt, Transmission ASME, Series B, Journal of Engineering for Industry, 83, febr., Nr. 1, 1960, p. 47...59.
- M4. Marchouk, G. Agochov, V. Introduction aux methodes des elements finis, Editions Mir, Moscou, 1985.
- M5. Manea, G. Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1970.
- M6. Mădăras, L. Nicoară, I. Gheorghiu, N. ș. a. Mijloace și metode pentru încercarea transmisiilor mecanice și a componentelor acestora, Grant, Cod CNCSU 280, MEN, 1998.
- M7.** Mor, E. **Olteanu, D.** Determinarea lungimii organului flexibil de configurație arbitrară, Simpozionul Internațional de Comunicări Științifice în Domeniul Reparațiilor de Mașini, Chișinău, 1996, vol.I, p. 64...65.
- N1. Nicoară, I. Mădăras, L. Bazele proiectării transmisiilor mecanice, Editura de Vest, Timișoara, 1996.
- N2. Nichici, A. ș. a. Prelucrarea datelor experimentale - curs și aplicații, Universitatea Politehnica din Timișoara, 1996.

- N3. Niemann, G. Maschinenelemente, Band 1,2, Berlin, Heidelberg, New-York, 1981.
- O1. Olteanu, D. Luchin, M.** Posibilități de modelare geometrică și vizualizare a transmisiilor cu element intermediar flexibil, Simpozionul Științific Jubiliar Internațional “65 ani ai UASM”, Chișinău, 1998.
- O2. Olteanu, D. Luchin, M.** Interfețe grafice utilizate la programele de calcul pentru aplicații ingineresti; Principii și modalități de alcătuire, Simpozionul Științific Jubiliar Internațional “65 ani ai UASM”, Chișinău, 1998.
- O3. Olteanu, D.** Evoluția și stadiul actual al transmisiilor prin curele, Referat doctorat, Universitatea “Politehnica”, Timișoara, 1996.
- O4. Olteanu, D.** Simularea pe stand și pe calculator a transmisiilor prin curele late, Referat doctorat, Universitatea “Politehnica”, Timișoara, 1997.
- P1. Petrov, N. Trenie v mašinah. Vliianie treniea pri peredaci rabotâ uprugih remnei, Izvestia S.- P. Tehnologhicescogo Instituta, Nr.12, 1893.
- P2. Peeken, H. Gold, P.W. Maschinenelemente, Vorlesungsumdruck Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung der Rheinisch - Westfälischen Teschnichen Hochschule Aachen, Band I, II.
- P3. Pavelescu, D. Tribotehnica, Editura Tehnică, București, 1983.
- P4. Pavelescu, D. Rădulescu, Gh. ș. a. Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- P5. Pavelescu, D. Mușat, M. ș. a. Tribologie, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- R1. Reșetov, D. N. Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1963.

- R2. Rüb, F. Keilriemen oder Flachriemen?, Maschinenmarkt, 68, Nr.40, 1962, p. 20...31.
- R3. Raab, W. Langer, H. Probleme der Konstruktion und Möglichkeiten der Weiterentwicklung von Flachriemen, Werkstatt und betrieb, 106, Nr.2, 1973.
- R4. Rumşinski, L. Z. Prelucrarea matematică a datelor experimentale, Editura Tehnică, Bucureşti, 1974.
- S1. Svetliĭkii, V.A. Vlieanie postoiannogo nateajenia na rabotu peredaci s ghibkoi sviaziiu, Izvestia VUZ-ov, MVO, Nr.7, 1960.
- S2. Svetliĭkii, V.A. Vlieanie uprugogo skolijenia na rabotu peredaci s ghibkoi sviaziiu, Izvestia VUZ-ov, MVO, Nr.6, 1960.
- S3. Schrimmer, P. Entwurfsrichtlinien für Keilriementriebe, Teil I...III, Maschinenmarkt, Nr.62, 73, 81, 1966.
- S4. Svetliĭkii, V.A. K obscei teorii peredaci s ghibkoi sviaziiu. Teoria peredaci v maşinah, Maşghiz, Moskva, 1963.
- S5. Svetliĭkii, V.A. Peredaci s ghibkoi sviaziiu. Teoria i rasciot, Maşinostroenie, Moskva, 1967.
- S6. Schrimmer, P. Zerüttungswiderstand von Flachriemen in Abhängigkeit von der Wölblich der Riemenscheibenlauffläche, Z -VDI, 111, Nr.2, 1969, p. 125...133.
- S7. Savii, G. Simulation of the dynamics of belt transmissions, Buletinul ştiinţific al Universităţii "Politehnica" din Timişoara, Tom 41 (55), 1997.
- S8. Schiaua, S. Abălaru, A. Măsurare, Eroare, Incertitudine (1), Revista Română de Mecanică Fină şi Optică, Nr.11, 1997.
- S9. Schiaua, S. Abălaru, A. Măsurare, Eroare, Incertitudine (2), Revista Română de Mecanică Fină şi Optică, Nr.12, 1997.
- S10. Scedrov, V.S. Osnovâ mehaniki ghibkoi niti, Maşghiz, Moskva, 1961.
- S11. Sedov, L. Mécanique des milieux continus, Editions de Mir, Moscou, 1975.

- S12. Skach, C. Tehnica prelucrării informațiilor, Institutul Politehnic “Traian Vuia”, Timișoara, 1985.
- S13. Sokolovskii, V.V. Teoria plasticității, Editura Tehnică, București, 1953.
- S14. Salvadori, M.G. Baron, M.L. Metode numerice în tehnică, Editura Tehnică, București, 1972.
- S15. Svetlițkii, V.A. Eksperimentalnoe opredelenie maksimalinogo momenta peredavaemogo ghibkoi sviaziu, Izvestia VUZ-ov, Mașinostroenie, Nr.12, 1961.
- S16. Svetlițkii, V.A. Opredelenie ciastot malâh kolebanii peredaci s ghibkoi sviaziu, Vestnik Mașinostroenia, Nr.6, 1963.
- S17. Svetlițkii, V.A. Peredacia s samonateajnâm ustroistvom, Izvestia VUZ-ov, Mașinostroenie, Nr.12, 1964.
- S18. Schultz, G. Calculation of the dynamics of long belt conveyors, <http://www.conveyordynamics.com>, 1997.
- T1. Tepleaev, M.V. Peredaci s ghibkoi sviaziu, Oboroniz, Moskva, 1961.
- T2. Tudor, A. Contactul real al suprafețelor de frecare, Editura Academiei Române, București, 1990.
- V1. Vaicum, A. Studiul reologic al corpurilor solide, Editura Academiei RSR, București, 1989.
- V2. Voinea, R. Voiculescu, D. ș.a. Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei RSR, București, 1989.