

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTELUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"
TIMISOARA

Ing. NELU GHEORGHE IONESCU

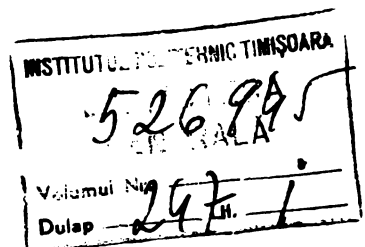
REGIMURI TRANZITORII LA TRANSMISIA PRIN
CUREA TENSIONATA AUTOMAT

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC,
Prof. emerit dr. doc. ing. GHEORGHE SILAS

- 1987 -



BUPT

CURCINI

Pag.

1. Evoluția și nivelul actual al cercetărilor privind bazele teoretice ale transferului energetic la transmisia prin curea	1
1.1. Particularitățile transferului energetic	1
1.2. Soluții moderne pentru elementul intermediar	11
1.3. Tensionarea transmisiilor prin curele late	15
2. Particularitățile transferului energetic la transmisia prin curele, introdus în sistemul de tensionare utilizat	22
2.1. Sisteme de tensionare a transmisiilor prin curea	22
2.2. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă	24
2.2.1. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă, având $A \Delta$ var	25
2.2.2. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă, având $\text{const } \Delta l = \text{var}$	28
2.2.3. Sisteme de tensionare cu $A \Delta l = \text{const}$	42
2.2.4. Performanțele transmisiilor echipate cu STP	43
2.3. Sisteme de tensionare cu acțiune automată	48
2.3.1. Sisteme de tensionare cu acțiune automată comandate direct de mo- mentul de torsiune rezistent	49
2.3.2. Sistemul de tensionare cu acțiune automată comandat indirect de momentul de torsiune rezistent	64
3. Funcționarea în regim tranzitoriu a transmi- siei prin curea	81
3.1. Funcționarea în regim perturbat transmisiilor prin curea	84
3.2. Transmisia tensionată permanent prin rolă de întindere	93
3.3. Transmisia cu SEA comandat direct de către momentul de torsiune rezistent	106

3.4. Transmisia cu SEA comandat indirect de către momentul de torsiune rezistent	118
3.5. Determinarea pulsațiilor proprii ale sistemului	136
4. Instalații experimentale utilizate în cercetarea fenomenului transmiterii de putere	142
4.1. Simulatorul universal complex	142
4.2. Instalații pentru stabilirea caracteristicilor mecanice și tribologice ale curelelor late multistrat	154
4.2.1. Instalații pentru studiul ecologiei curelelor late multistrat	156
4.2.2. Instalație pentru determinarea coeficientului de frecare pentru curele late multistrat	158
5. Rezultate experimentale	161
5.1. Cu privire la comportamentul ecologic al curelelor late multistrat	161
5.2. Cu privire la coeficientul de frecare pentru curele late multistrat	164
5.3. Cu privire la fenomenul transmiterii de putere	167
5.3.1. Etalonarea instalațiilor de dimensiuni reale	167
5.3.2. Încercările pe simulatorul universal	170
6. Considerații finale și contribuții originale	181
Bibliografia	185
Anexa	

1. EVOLUTIA SI NIVELUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND BAZELE TEORETICE ALE TRANSFERULUI ENERGETIC LA TRANSMISIA PRIN CUREA

1.1. Particularitățile transferului energetic

Transmisia prin curele a constituit multă vreme și constituie încă și astăzi unul din cele mai frecvent întâlnite moduri de realizare a legăturii între elementul motor și cel operator al sistemelor mecanice mobile.

Caracteristicile sale, permanent îmbunătățite, îi conferă calității de neînlocuit în numeroase situații, motiv pentru care atenția a numeroși cercetători a fost captată de-a lungul timpului de fundamentarea teoretică a fenomenelor specifice transferului energetic, de ameliorarea parametrilor constructivi și funcționali ai elementului flexibil, de găsirea unor soluții optime pentru realizarea tensionării ramurilor transmisiei.

Printre primele studii ale căror rezultate se regăsesc și astăzi în teoria transmisiei prin curea se situează cele întreprinse de către L.Euler [E1]. Acesta, abordând problema generală a frecării firelor pe suprafețe aspre, stabilește relația ce îi poartă numele între eforturile aplicate extremităților unui fir ideal ^{*}, aflat în echilibru cu frecare pe o curbă, pe care se înfășoară sub unghiul β (fig.1.1) :

$$T_1 = T_2 \exp(\mu\beta). \quad (1.1)$$

Euler exprimă pentru prima dată și forța de legătură datorată contactului continuu între fir și suprafața aspră :

$$F = T_1 - T_2 = T_1 \frac{\exp(\mu\beta) - 1}{\exp(\mu\beta)}. \quad (1.2)$$

La concluzii similare ajunge în studiile sale și I.A. Eulerwein cu patru decenii mai târziu [E2].

Întrezărind posibilitatea aplicării rezultatelor obținute de către Euler la studiul

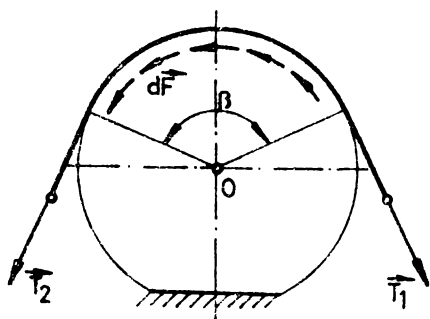


Fig.1.1

^{*}) Corp monodimensional, imponderabil, ~~inextensibil~~ și perfect flexibil.

transmisiei prin curea, J.V. Poncélét [P4] asociază relațiilor (1.1) și (1.2), necesare dar nu și suficiente pentru determinarea valorilor eforturilor din fir, o dependență aproximativă rezultată din considerarea invariabilității alungirii totale a elementului flexi-

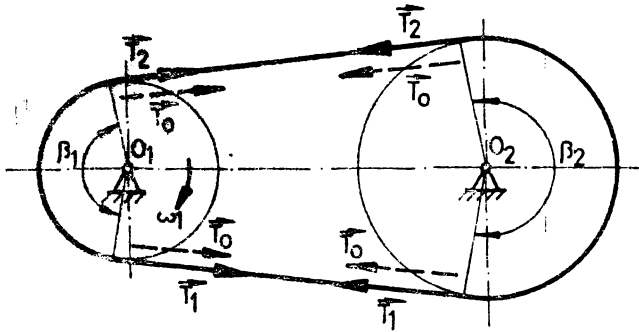


Fig.1.2

bil în stare de repaus ($\omega_1 \wedge M_{t1} = 0$), respectiv la funcționarea în sarcină ($\omega_1 \wedge M_{t1} \neq 0$). In situația cea mai răspîndită - transmisia cu arbori paraleli și ramuri deschise, fig. 1.2 - pentru care elementul flexibil sub formă unei benzi fără fire se montează tensionat

$$2T_0 \approx T_1 + T_2 \quad (1.3)$$

peste roți, dependența propusă de Poncélét între eforturile din ramuri în starea de repaus (T_0) și cele din funcționare ($T_{1,2}$) este de forma :

$$\begin{cases} T_1 = \frac{\exp(\mu\beta)}{\exp(\mu\beta)-1} F \approx \frac{2\exp(\mu\beta)}{\exp(\mu\beta)-1} T_0 = T_0 + \frac{F}{2} ; \\ T_2 = \frac{1}{\exp(\mu\beta)-1} F \approx \frac{2}{\exp(\mu\beta)-1} T_0 = T_0 - \frac{F}{2} , \end{cases} \quad (1.4)$$

sînt confirmate teoretic și experimental de către F.Grashof [G8,9].

Stabilite prin raționamente elementare, în condițiile echilibrului static, însă cu rezultate acoperitoare, relațiile (1.4) se mai folosesc și în prezent în calculele aproximative ale transmisiilor prin curele.

Intr-o etapă ulterioară de evoluție a mecanicii firului, H.Reval [R2] și M.I.Routh [R5], studiind acționarea prin cablu, respectiv pozarea cablurilor submarine, stabilesc ecuația diferențială a mișcării în câmp gravitațional a firului ponderabil (de masă liniară m_1), inextensibil și flexibil, ale cărei proiecții pe axele sistemului natural sînt :

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial s} = m_1 g \sin \alpha & ; \\ \frac{T}{\rho} = m_1 \left(\frac{v^2}{g} - g \cos \alpha \right) . \end{cases} \quad (1.5)$$

Se pune astfel pentru prima dată în evidență influența forțelor centrifuge asupra efortului din fir și se ajunge, de asemenea pentru prima dată, prin schimbarea de funcție $T^* = T - m_1 v^2$, la forma :

$$\begin{cases} \frac{\partial T^*}{\partial s} = m_1 g \sin \alpha & ; \\ \frac{T^*}{\rho} = -m_1 g \cos \alpha , \end{cases} \quad (1.5 a)$$

în care T^* reprezintă efortul activ din fir, iar ρ - raza de curbura a traiectoriei sale.

M.Kretz [K6] extinde rezultatele la care ajung predecesorii săi, luând în considerare și extensibilitatea firului și punând în acest fel bazele teoretice ale fenomenului de alunecare elastică.

Prin introducerea noțiunii de funcție elastică (funcție Kretz):

$$f = f(s, t) = 1 + \varepsilon = 1 + \frac{T}{E_t A_c} , \quad (1.6)$$

Kretz stabilește condiția conservării masei distribuite a elementului de fir de lungime ds_0 în stare netensionată respectiv tensionată ds :

$$m_{01} ds_0 = m_1 ds = \frac{m_{01}}{f} ds = \text{const.} \quad (1.7)$$

Operînd convenabil se ajunge la o nouă formă de exprimare a continuității mișcării elementului flexibil și inextensibil ($m_1 v = \text{const.}$) și anume :

$$\frac{v_j}{f_j} = \frac{v_1}{1 + \frac{T_1}{E_t A_c}} = \text{const.} , \quad j \in \{1, 2\} . \quad (1.8)$$

Relația (1.8), propusă de către Kretz, pune în evidență dependența vitezei punctelor elementului flexibil (v_j) pe conturul arcelor de înfășurare ($\beta_{1,2}$) de starea locală de efort (T_j), oricare ar fi legea de mișcare, forma traiectoriei și natura frecării, ceea ce îi conferă un caracter general valabil.

Ceva mai târziu, O.Gehrkens [G1] constată experimental că relația (1.1) stabilită de Zuler se reproduce în timpul funcționării unei transmisii prin curea doar ca inegalitate :

$$\frac{T_1}{T_2} < \exp(\mu\beta), \quad (1.9)$$

fapt ce conduce la concluzia că unul din factorii exponentului are un caracter variabil.

Față de această observație, F. Grashof [G3] presupune că mărirea variabilă ar fi arcul de înfășurare ($\widehat{\beta}$), definind noțiunea de arc de aderență ($\widehat{\beta}_{ad}$) ca diferență între arcul de înfășurare și cel de patinare ($\widehat{\beta}_{pat}$):

$$\beta_{ad} = \beta - \beta_{pat}. \quad (1.10)$$

Simultan Grashof introduce noțiunea de viteză critică a elementului intermediar al transmisiei (viteza pentru care puterea vehiculată devine nulă), cât și pe cea de viteză optimă (viteză corespunzătoare puterii maxime transmise), ale căror expresii analitice le și stabilește:

$$v_{cr} = \left(\frac{T_0}{m_0 l} \right)^{1/2} \wedge v_{opt} = \frac{v_{cr}}{\sqrt{3}}. \quad (1.11)$$

La puțin timp, M.K. Demianov emite ipoteza existenței fenomenului de alunecare elastică pe întregul arc de înfășurare, ceea ce contravine părerii lui Grashof și realității.

Pe o poziție diametral opusă față de cercetările anterioare se situează Damianov și în privința variației coeficientului de frecare pe arcul de înfășurare. Astfel, soluționând aproximativ problema extensibilității elementului elastic abordată de Kretz, Demianov stabilește relația: [D2]

$$\frac{f_2 T_2}{f_1 T_1} = \exp \left(\frac{\mu_1 \beta_1}{f_1} \right) = \exp \left(\frac{\mu_2 \beta_2}{f_2} \right), \quad (1.12)$$

care, în cazul limită $i = 1 \iff \widehat{\beta}_1 = \widehat{\beta}_2$, conduce la concluzia infirmată de cercetările ulterioare a dependenței coeficientului de frecare de eforturile din ramurile transmisiei.

Rezolvarea corectă a influenței elasticității curelei se datorește lui N.P. Petrov [P2], care afirmă că frecarea între elementul intermediar și roțile transmisiei are un caracter de alunecare și nu de aderență, că arcul de aderență este dependent de mărimea cuplului rezistent ($\widehat{\beta}_{lad} \in [0, \widehat{\beta}_1]$; $\widehat{\beta}_{lad} = \widehat{\beta}_{lad}(M_{t2})$).

De asemenea, presupunând $\mu = \text{const.}$, Petrov ajunge la o nouă formă a expresiei eforturilor din ramurile transmisiei și anume:

$$\frac{T_1 \left[1 - \frac{m_{01}}{E_t A_c} \left(\frac{v_1}{f_1} \right)^2 \right] - \frac{m_{01}}{f_1} v_1^2}{T_2 \left[1 - \frac{m_{01}}{E_t A_c} \left(\frac{v_2}{f_2} \right)^2 \right] - \frac{m_{01}}{f_1} v_2^2} = \exp(\mu \beta_{al}), \quad (1.13)$$

expresie care în ultimă analiză este formal identică cu (1.1) :

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \exp(\mu \beta_{al}). \quad (1.13a)$$

Dezvoltarea în continuare a teoriei transmisiei prin frecare cu element intermediar extensibil și flexibil este legată de numele lui N.E.Jukovski [J1]. Utilizând drept element intermediar o bandă din cauciuc, acesta dovedește experimental existența, atît timp cît este îndeplinită condiția $M_t \leq M_{tlim}$, a celor două porțiuni distincte ale arcului de înfășurare : zona de repaus relativ între curea și roată, corespunzătoare unghiului la centru $\hat{\beta}_{ad}$ și zona de alunecare, de unghi la centru $\hat{\beta}_{al}$ (fig.1.3).

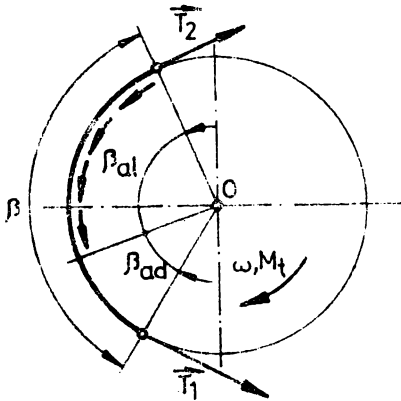


Fig.1.3

Dacă $M_t \rightarrow M_{tlim}$ sau $M_t > M_{tlim}$ atunci $\hat{\beta}_{al} \rightarrow \hat{\beta}_1$, respectiv se creează condițiile de apariție a fenomenului de patinare, situație în care $\omega_2 \rightarrow 0$.

După anul 1900, numărul celor care, utilizând mijloace de investigare din ce în ce mai evaluate, verifică și completează ipotezele cunoscute ale fenomenului

transmiterii de putere, sporește simțitor.

Dintre aceștia, O.Kammerer [K2] abordează influența diametrelor roților de curea și a vitezelor unghiulare asupra capacității de tracțiune, stabilind condițiile necesare pentru evitarea patinării.

A.Fieber [F2] și mai târziu G.Steinmetz [S6] confirmă experimental existența arcelor de aderență și de alunecare prin măsurare tahometrică respectiv pe cale inductivă a vitezei punctelor aparținând curelei și roților de curea.

K.Kutzbach [K7] studiază pierderile energetice ce apar la transmisile prin curea, introducând noțiunea de coeficient de tracțiune $\varphi = \frac{F_t}{2T_0}$ (invariantul Kutzbach), cît și solicitările elementelor constructive componente ale transmisiei.

Rezultate demne de semnalat obține A.Frederich [F4], care, pentru curelele late din piele, constată proporționalitatea directă a coeficientului de frecare cu viteza de alunecare relativă, respectiv invers proporțională cu presiunea și temperatura de funcționare.

În cercetările lor, H.Nowski [N3] și C.A.Norman [N2] menționează pentru prima dată implicațiile modului de tensionare a curelei asupra momentului de torsiune transmis.

Apariția curelelor trapezoidale, cu avantajele lor nete față de cele late din piele sau din fibre textile impregnate sau nu, face ca cercetările legate de transmisia cu element flexibil să primească un nou impuls. Preocupările cercetătorilor se îndreaptă spre aprofundarea și particularizarea pentru noua situație a celor menționate anterior. În același timp sînt scoase în evidență aspecte cu totul inedite, legate de profilul studiat, care însă nu sînt aplicabile decît în cazuri rare sau numai parțial transmisilor prin curele late.*)

Dezvoltarea fără precedent a științei și tehnicii spre mijlocul secolului XX a condus și la rezultate remarcabile în domeniul mecanicii firului real. Contribuții importante în acest sens aduce A.F.Minakov [M6].

Se remarcă, de asemenea, studiile lui S.A.Svetlițki [S8...S24] care abordează, pe baze matematice moderne, aspecte teoretice multilaterale ale funcționării transmisilor prin frecare cu element intermediar asimilat firului ponderabil, extensibil, perfect flexibil și terdabil.

Mișcarea în câmp gravitațional a unui element infinitezimal din firul real, de lungime $\widehat{AB} = ds$, tensionat la extremități ($\vec{T}; \vec{T} + d\vec{T}$) și rezemat pe o suprafață cilindrică aspră aflată în rotație uniformă (fig.1.4), este descrisă de ecuația diferențială vectorială :

$$d\vec{T} + d\vec{F} = \vec{a} dm, \quad (1.14)$$

*) în continuare se vor reține aspectele teoretice și experimentale legate de profilul trapezoidal numai în măsura în care au valabilitate și pentru profilul lat.

Cu suficientă aproximație eforturile aplicate capetelor elementului infinit mic pot fi considerate ca fiind dirijate după axa $M\bar{z}$ a sistemului intrinsec $M\bar{z}\bar{y}$: $\vec{T} = T\bar{z}^0$

și ca urmare :

$$d\vec{T} = d(T) = \frac{\delta}{\delta s} (T\bar{z}^0) ds = \left(\frac{dT}{ds} \bar{z}^0 + \frac{2T}{D} \bar{y}^0 \right) ds. \quad (1.15)$$

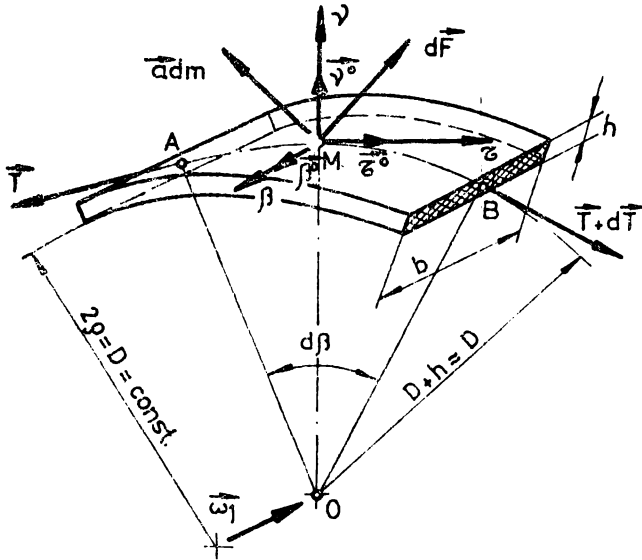


Fig. 1.4

$$d\vec{F} = \vec{F} dm \quad U \quad dm = m_{01} ds_0 = m_1 ds \quad \wedge \quad m_1 = \frac{m_{01}}{f} \quad (1.16)$$

și are direcția conținută în planul $\bar{z}M\bar{y}$:

$$d\vec{F} = (F_{\bar{z}} \bar{z}^0 + F_{\bar{y}} \bar{y}^0) ds. \quad (1.17)$$

Deoarece $\vec{v} = \vec{v}(s) = v\bar{z}^0$ și mișcarea elementului de curba este staționară ($\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0$), accelerația poate fi exprimată prin :

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = v \frac{\partial \vec{v}}{\partial s} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = v \frac{\partial}{\partial s} (v\bar{z}^0) = v \left(\frac{dv}{ds} \bar{z}^0 + \frac{2v^2}{D} \bar{y}^0 \right). \quad (1.18)$$

Substituind în ecuația mișcării (1.14) termenii exprimați anterior se ajunge la forma dezvoltată a ecuației diferențiale vectoriale :

$$\left(\frac{dT}{ds} \bar{z}^0 + \frac{2T}{D} \bar{y}^0 \right) ds + (F_{\bar{z}} \bar{z}^0 + F_{\bar{y}} \bar{y}^0) ds = \frac{m_{01}}{f} \left(v \frac{dv}{ds} \bar{z}^0 + \frac{2v^2}{D} \bar{y}^0 \right) ds. \quad (1.14a)$$

Prin proiectarea relației (1.14 a) pe axele sistemului de referință acceptat se obține sistemul :

$$\begin{cases} \frac{dT}{ds} + F_z = \frac{m_{01}}{f} v \frac{dv}{ds} ; \\ \frac{2T}{D} + F = \frac{m_{01}}{f} \frac{2v^2}{D} . \end{cases} \quad (1.19)$$

În vederea integrării se acceptă schimbarea de funcție

$$T^* = T - \frac{m_{01}}{f} v^2$$

prin care se introduce noțiunea de efort activ din ramuri (T^*), definit drept cota parte din efortul total (T) ce contribuie efectiv la realizarea apăsării radiale ($N = -\frac{2T^*}{D}$) între curea și roată.

Acceptând $m_{01} \approx 0$ și neglijând rezistența aerodinamică, forța elementară $d\vec{F}$ poate fi exprimată prin componentele sale $F_z = -\mu N$, $F_r = N$ și, ca urmare sistemul (1.19) devine :

$$\frac{dT^*}{ds} = -\mu N ; \quad \frac{2T^*}{D} = N. \quad (1.19 a)$$

Pentru definirea completă a mișcării modelului mecanic acceptat anterior este necesar să se asocieze condițiilor de echilibru dinamic (1.19 a) variația locală a vitezei cauzată de extensibilitatea firului :

$$\operatorname{div}(\vec{v}) = \frac{v}{f} \frac{\partial f}{\partial s}. \quad (1.20)$$

Sistemul de ecuații diferențiale cu variabile separabile astfel obținut (1.19 a și 1.20) dovedește echivalența formală a mișcării staționare analizate cu starea aparentă de repaus (modelul Euler).

Soluția sa, întrucât $D = \text{const.}$ și

$$\forall \beta \in \{\beta_{ad}\} \exists T^* = T_1^* = \text{const} \wedge \forall \beta = \beta_{ad} + \beta_{al} \exists T^* = T_2^*, \quad (1.21)$$

depinde exclusiv de natura coeficientului de frecare :

$$T_1^* = T_2^* \exp(\mu \beta_{al}). \quad (1.22)$$

Ținând seama și de relația :

$$F_t = \frac{2M_{t12}}{D_{12}} = T_1^* - T_2^* \quad (1.23)$$

rezultată din analiza echilibrului roții conduse a transmisiei (fig.1.5), soluția (1.22) permite determinarea eforturilor din curea funcție de unghiul de alunecare, coeficientul de frecare, momentul transmis și diametrul roții de curea.

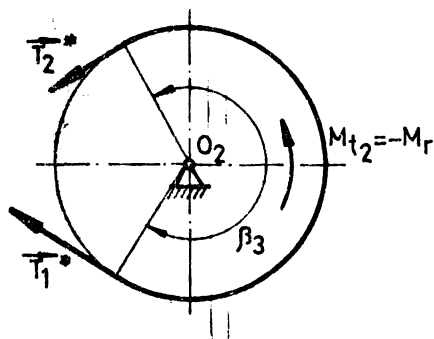


Fig.1.5

Analiza critică a relațiilor (1.22) și (1.23) conduce la concluzia că acestea nu introduc în nici un fel influența soluției constructive a sistemului de tensionare a transmisiei, cu toate că au un înalt grad de generalitate (conțin drept cazuri particulare dependențele stabilite de Euler

(1.1), Kretz (1.8) și Petrov (1.13)).

Cu toată această carență, contribuțiile aduse de V.A.Svetlițk sînt deosebit de valoroase, ele extinzîndu-se și asupra altor aspecte ale funcționării transmisiei prin curele.

Fără a avea pretenția abordării exhaustive a aportului adus

de diverși cercetători la evoluția bazei teoretice a transferului energetic, avînd în vedere dezvoltarea ulterioară a lucrării, sînt de reținut contribuțiile aduse în stabilirea încărcării arborilor și a lagărelor transmisiei prin curele late.

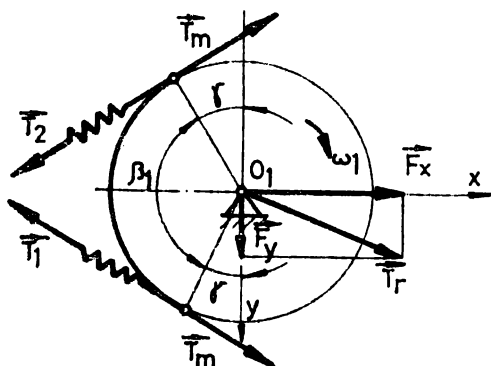


Fig.1.6

Dacă E.A.Ivanov [15] aprecia încărcarea arborilor la :

$$T_r = (2,7 \dots 3) T_0 \cos \frac{\beta_1}{2} \quad (1.24)$$

ținînd seama numai de efortul inițial și de unghiul de înfășurare H.Linneken [15], pe baza modelului pentru roata motoare din fig. 1.6, stabilește proiecțiile forței pe arbori $T_r = F_x + F_y$:

$$F_x = F_t \frac{\exp(\mu\beta_{ad}) + 1}{\exp(\mu\beta_{ad}) - 1} \cos \gamma ; \quad (1.25)$$

$$F_y = F_t \sin \gamma \Rightarrow T_r = F_t \frac{[\exp(2\mu\beta_{ad}) + \cos 2\gamma]^{1/2}}{\exp(\mu\beta_{ad}) - 1} .$$

Se pune astfel în evidență dependența reacțiunii pe arbore

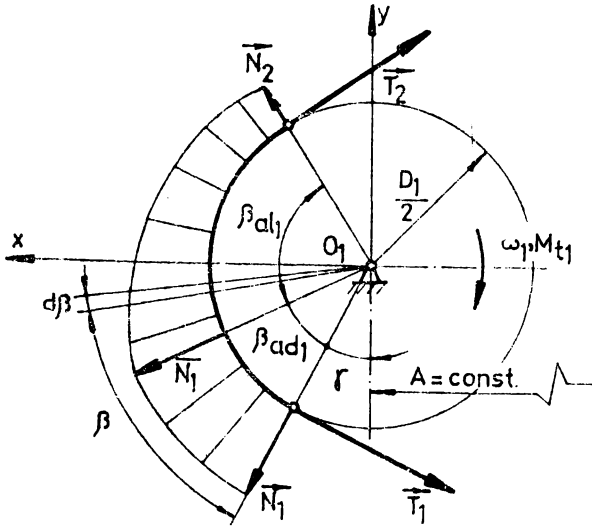


Fig.1.7

de momentul de torziune transmis și faptul că forța centrifugă descarcă sistemul și în consecință doar în repaus arborii sînt solicitați la maxim.

F. Brashof [G9] și mai tîrziu B. Horovitz și colaboratorii [H9] propun modelul prezentat în fig.1.7, la care pentru $i \geq k \Rightarrow \beta_1 < \Pi$, componentele reacțiunii pe arbore rezultă din :

$$F_x = \frac{D_1}{2} \int_0^{\beta_{1ad}} N_1 \sin(\beta + \gamma) d\beta + \frac{D_1}{2} \int_{\beta_{1ad}}^{\beta_1} N [\sin(\beta + \gamma) - \mu \cos(\beta + \gamma)] d\beta ; \quad (1.26)$$

$$F_y = \frac{D_1}{2} \int_0^{\beta_{1ad}} N_1 \cos(\beta + \gamma) d\beta + \frac{D_1}{2} \int_{\beta_{1ad}}^{\beta_1} N \cos(\beta + \gamma) + \mu \sin(\beta + \gamma) d\beta .$$

Cu substituțiile corespunzătoare se ajunge în final la :

$$\begin{cases} F_x = (T_1^* + T_2^*) \sin \frac{\beta_1}{2} ; \\ F_y = (T_1^* - T_2^*) \cos \frac{\beta_1}{2} = F_t \cos \frac{\beta_1}{2} . \end{cases} \quad (1.27)$$

Ca urmare, la funcționarea în sarcină, forța radială pe arborele roții mecanoare are intensitatea și orientarea dependentă de mo-

momentul de torsiune transmis :

$$T_r = (T_1^* + T_2^* - 2T_1^* T_2^* \cos \beta_1)^{1/2} ;$$

$$\Theta_r = \arctg \left(\frac{F_t}{T_1^* + T_2^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} \right) . \quad (1.28)$$

La funcționare în gol : $T_1^* + T_2^* \approx 2 T_0^*$ și în consecință :

$$T_{r0} \approx 2T_0^* \sin \frac{\beta_1}{2} \wedge \Theta_{r0} = 0 \quad (1.28 a)$$

Considerațiile anterioare sînt valabile pentru cazul transmisiei cu $A = \text{const.}$ (fig.1.7) ; în celelalte situații ele trebuie să fie amendate corespunzător.

1.2. Soluții moderne pentru elementul intermediar

Răspîndirea transmisiilor prin curele, obținerea unor performanțe cinematice și energetice din ce în ce mai ridicate au fost nemijlocit legate de perfecționarea necontenită a structurii elementului intermediar.

Trecerea de la utilizarea frînghiilor și a cablurilor din fire textile înfășurate peste roți din lemn, la cureaua lată din piele a constituit prima etapă din îndelungata evoluție a acestei transmisii. Apărută odată cu începuturile revoluției industriale, în jurul anilor 1800 și pînă în cel de al patrulea deceniu al secolului nostru, cureaua lată din piele a constituit elementul dominant al transmisiilor prin curele [01, P3].

În deceniul patru apare cureaua trapezoidală [R3]. Perfecționările constructive și tehnologice ale acesteia au condus la obținerea unor rezultate spectaculoase în ceea ce privește caracteristicile energetice și durabilitatea transmisiei. Se apreciază că numai trecerea de la profilul clasic ($l_p/h \approx 1,3$), cu inserție din bumbac, la profilul îngust ($l_p/h \approx 1,1$), cu contextură din materiale plastice, a determinat creșteri de 2...3 ori a capacității de tracțiune și de 5...10 ori a durabilității [H4].

Tendința de perfecționare nu s-a oprit numai la cele de mai sus. Au apărut succesiv profilul trapezoidal dublu pentru acționarea unor consumatori situați pe ambele părți ale conturului înfășurat de curea, profilul trapezoidal multiplu destinat să înlocuiască seturile de curele ce funcționează în paralel, profilul "dințat" pe

...ntrados avînd flexibilitate sporită.

O etapă nouă în procesul evoluției transmisiiilor prin curele o constituie revenirea la cureaua lată, pe o treaptă calitativ superioară de dezvoltare, prin soluția multistrat.

Cureaua lată multistrat (compound) elimină carențele profilului trapezoidal, aducînd îmbunătățiri remarcabile în ceea ce privește capacitatea portantă, randamentul, viteza de funcționare, raportul de transmitere și durabilitatea la oboseală.

Realizarea stratificată a curelei permite reunirea optimală a calităților individuale ale straturilor componente, în principiu suprapunerea unei capacități de încărcare sporite a stratului de rezistență peste calitățile tribologice ridicate ale celui de aderență.

Perfecționările continue aduse structurii elementului flexibil au determinat ameliorări substanțiale ale posibilităților sale, ceea ce a făcut ca în numeroase aplicații angrenajele să fie înlocuite cu succes prin transmisii prin curele [A1, L3, T5].

Numeroase cercetări s-au oprit asupra calităților pe care le prezintă soluția multistrat. În cvazitotalitatea lor, ele abordează unilateral anumite aspecte ale avantajelor pe care le oferă utilizarea acestui profil modern de curea.

Printre acestea se remarcă W. Steinhilper și R. Dietz [S5], care se referă la densitatea relativ redusă a materialului din care sînt confecționate și în consecință la diminuarea forțelor de inerție și centrifuge ce apar în timpul funcționării, la scăderea tensiunilor de încovoiere la înfășurarea pe roată drept urmare a grosimii neînsemnate a curelei, la ușurința realizării lor și la prețul de cost relativ mai mic.

Randamentul sporit al transmisiiilor ce utilizează soluția multistrat este atribuit, de cei menționați, descreșterii pierderilor prin histereză și prin alunecare elastică.

F. Rüb [R6], W. Raab și H. P. Langer [R1], sintetizînd un însemnat număr de aplicații, scot în evidență performanțele practic nelimitate ale soluției multistrat de curea, cum ar fi posibilitatea folosirii lor la transmiterea de mare putere (pînă la $5 \cdot 10^3$ kW), la viteze de pînă la 100...120 m/s (față de numai 50 m/s cît acceptă profilul trapezoidal), la viteze unghiulare de ordinul a 10^4 rad/s și pentru diametre minime de roată de sub 100 mm.

Comparînd rezultatele unor studii experimentale, W. Lysen și

A. Schweighofer [16] ajung la concluzia că forțele perturbatoare în cazul curelelor multistrat reprezintă numai 10 % din cele pentru profilul trapezoidal. În aceeași idee, H.G. Tope [16], comparând experimental soluțiile de element flexibil ce coexistă în construcția de mașini, remarcă creșterea preciziei cinematice a mișcării și în același timp diminuarea cu (6...8) dB a zgomotului produs de cureaua lată, față de profilul trapezoidal îngust.

E. Stursberg [57] evidențiază inexistența la curelele multistrat a deformațiilor remanente (fapt ce după alți autori nu se confirmă) și posibilitatea funcționării la rapoarte $i \leq 15$, față de numai 6 (max. 10) la transmisiile prin curele trapezoidale.

Sub raport tribologic și reologic, J. Bischel [81] remarcă eficiența sporită a soluției discutate, pentru care se realizează coeficienți de frecare $\mu < 0,5$ (după unele prospecte chiar și 0,9), precum și valori de (300...400) N/mm² pentru modulul de elasticitate la tracțiune, respectiv (1,5...2,0) % pentru alunecarea elastică.

H. Hagedorn [H1] prezintă rezultatele unor încercări care pun în evidență dependența coeficientului de frecare de viteză, respectiv domeniul relativ larg de variație a modulului de elasticitate și al alungirii specifice, funcție de structura curelei ($E_t = 300...600$ N/mm²; $\epsilon_a = 0,4...3,0$ %).

G. Niemann [N1], pentru soluția Extremultus - Sieglingriemen, ajunge la cifre situate între (400...950) N/mm² pentru tensiunea de rupere la tracțiune și (25...12) % pentru alungirea specifică corespunzătoare.

Si alți cercetători [B2, H2,7, K3], abordează aspecte particulare de felul celor de mai sus, rezumându-se să compare unilateral profilele menționate.

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 uzură, gabaritul radial și cel axial și complexitatea constructivă conduce la concluzia unei superiorități evidente a curelei multistrat, față de profilul trapezoidal [H4].

Sintetizarea datelor oferite de literatură (tabelul 1.1) asupra caracteristicilor mecanice ale principalelor tipuri de curele utilizate pînă în prezent, permite desprinderea unor interesante concluzii:

- materialele curelelor multistrat ating valori ridicate ale

Tabelul 1.1

Tipul curelei	Viteza limită admisă v_a [m/s]*	Frecvența admisă a flexiunilor $(f_{X'a})$ [Hz]	Rezistența la rupere la tracțiune σ_T [N/mm ²]	Tensiunea admisibilă σ_a [N/mm ²]	Densitate ρ [kg/m ³]	Coeficient de frecare μ [-]	Modul de elasticitate la :		Gradul de încov. $\left(\frac{D}{R}\right)_a$ [-]
							tracțiune E_T [N/mm ²]	încoviere μ_i [N/mm ²]	
piele tabăcită cu GROM.	50	25	50...45	4,5...50	10 ³	$\mu = \mu(v)$	-	40	3
fibre textile neîmpregnate.	50	40	30	2,5...3,0	1,15.10 ³	0,25...0,3	500...1300	40	10
fibre textile împregnate.	40	50	55...80	3,3...5,6	1,25.10 ³	0,5	900...1600	40	20
trapezoidală cu profil :	50	40	-	1,0...3,0	1,25.10 ³	0,35+0,02V	300...500	20...50	25
	60	50	-	7,0...9,0	1,25.10 ³	0,35+0,02V	300...500	20...50	25
multi-strat cu strat de aderență din :	80...120		180...200	16,5...22	(1,0...1,1)10 ³	$\mu = \mu(v)$	550...800	550...800	100
	80...120	80	180...200	16,5...22	(1,1...1,2)10 ³	0,75	550...800	550...800	100
sandă din oțel	50	-	1500	500	7,3.10 ³	0,25	2,1.10 ⁵	50	-

*) conform datelor culese din [A2, B3, B5, D1, G2, K1, K4, K5, P3, S5].

modulului de elasticitate la tracțiune, fapt ce explică deformațiile și alunecările elastice relativ reduse și implicit, în cazul tensionării intense, creșterea randamentului transmisiei și sporuri însemnate ale capacității de tracțiune ;

- modulul de elasticitate la încovoiere, deși prezintă valori mai mari decât cele pentru curelele trapezoidale, datorită grosimii reduse de curea, conduce la tensiuni de încovoiere relativ comparabile ;
- forțele de inerție și cele centrifuge ce apar în timpul funcționării transmisiilor sînt cu 10...12 % mai mici datorită densității reduse a materialelor ce constituie baza soluției multistrat ;
- capacitatea de tracțiune sporită atât pe seama creșterii rezistențelor admisibile, cit și prin valorile ridicate ale coeficientului de frecare.

Pe de altă parte, însă, urmărind datele din tabelul amintit se constată existența unor domenii foarte largi de existență pentru majoritatea caracteristicilor analizate, fapt ce decurge din variația sortimentală deosebită a materialelor utilizate.

Aspectul semnalat mai sus face aproape imposibilă desprinderea unor concluzii certe cu privire la delimitarea rațională a domeniului optim de utilizare a curelelor multistrat, îngreunează analiza calitativă și cantitativă a avantajelor introduse de sistemele de tensionare cu acțiune automată.

De puțin timp a început fabricarea în țara a curelelor late multistrat ce înlocuiesc cu succes în construcția de mașini produsele similare realizate de firme cu tradiție (Sieglingriemen, Habasit, Pireli ș.a.m.d.). Caracteristicile fizico-mecanice ale soluțiilor autohtone sînt din păcate necunoscute proiectanților, motiv pentru care utilizarea lor rațională și eficientă este încă restrînsă.

În aceeași ordine de idei, se impune necesitatea confruntării produselor indigene cu omoloagele lor, fapt ce ar permite adoptarea unor măsuri de perfecționare a performanțelor obținute pînă în prezent.

Se consideră aceste argumente suficiente pentru amorsarea unor cercetări experimentale menite să contribuie la creșterea competitivității pe plan mondial a produselor industriei noastre socialiste.

1.3. Tensionarea transmisiilor prin curele late

Însăși natura contactului forțat cu alunecare între curea și roțile transmisiei presupune existența unui dispozitiv, fie el cât de simplu, care să asigure tensionarea elementului intermediar.

Cele mai răspândite sisteme care îndeplinesc această funcție sînt sistemele cu acțiune permanentă, caracterizate prin :

$$\forall M_t = \text{var.} \iff F_t = \text{var.} \exists T_0 = T_0(F_{t \max}) = \text{const.} \quad (1.29)$$

Apărute fără a se putea preciza cînd, sistemele de tensionare cu acțiune permanentă (STP) se întîlnesc și astăzi într-o gamă largă de aplicații constructive. Utilizarea lor este legată de unele avantaje, printre care se citează robustețea, simplitatea constructivă și relativa lor siguranță la suprasarcini.

De obicei se insistă în mai mică măsură asupra carențelor pe care le au : hipertensionarea curelei, a arborilor și a lagărelor în repaus, la funcționarea în gol ($\omega_1 \neq 0$; $M_t = 0$) și chiar o bună parte din timpul funcționării în sarcină ($\omega_1 \neq 0$; $0 < M_t < M_{t \max}$) fapt ce reduce sensibil durabilitatea elementului intermediar și a rulmenților, facilitînd apariția mai rapidă a oboselei arborilor. Randamentul transmisiei tensionate permanent are în general valori sub posibilități.

Primul sistem făcînd parte din categoria celor cu acțiune automată (STA), a fost realizat efectiv în anul 1954, de către A. Leyer [1,2], deși încă din 1935, în Franța, a fost eliberat primul brevet de invenție ce avea ca obiect mai multe soluții pentru un astfel de dispozitiv.

După această dată, consecutiv, au fost concepute și materializate mai multe variante constructive [D3, D4, S2, T2], ce își bazează funcționarea pe proprietatea :

$$\forall M_t = \text{var.} \iff F_t = \text{var.} \exists T_0 = T_0(F_t) = \text{var.} \quad (1.30)$$

Din rîndul acestora se detașează unele soluții ce au intrat deja în arsenalul tehnicii, printre care se amintesc următoarele STA

- Sistemul cu roată de curea basculantă acționată prin angrenaj planetar (fig.1..9 a,b), la care tensionarea elementului flexibil se obține prin rotirea roții de curea (3), dispusă excentric, prin brațul portsatelit (4), sub efectul forței dintre dinții satelitului (2) și ai roții centrale (1). Sistemul este cunoscut în literatura tehnică sub numele de Leyer I.

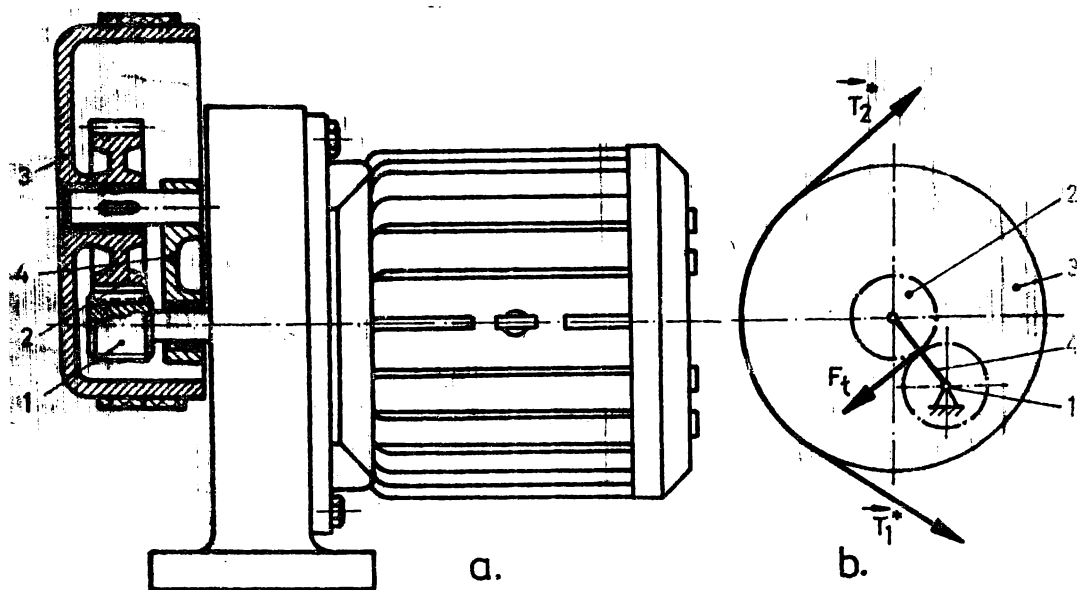


Fig.1.9

- Dispozitivul cu roată de curea basculantă acționată prin intermediul unui sistem de roți cu fricțiune dispuse în interiorul celei de curea, ce își bazează funcționarea pe reacțiunea ca la naștere în punctele de contact forțat cu frecare dintre roți (fig.1.10).

Sistemul este amintit pentru prima dată de I.F.Kuksenko și V.F.Sereda [K8].

- Sistemul cu motor articulat excentric, în variantele prin rezemare pe placă articulată ex-

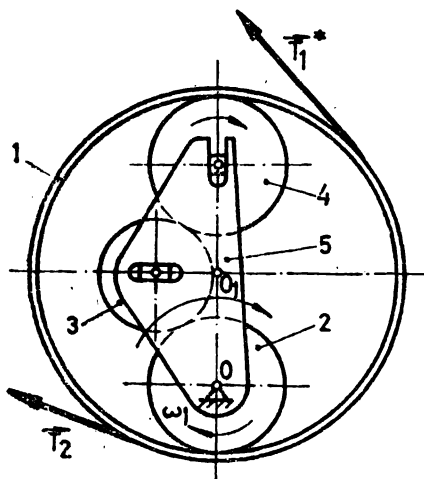


Fig.1.10

pe suport tip leagăn (fig.1.11 b), la care tensionarea curelei se realizează pe seama basculării motorului în jurul punctului de articulare, sub efectul cuplului static.

În literatură sistemul este cunoscut sub numele de Poeschl, după firma pe care îl fabrică (Austria).

526 945
247 i

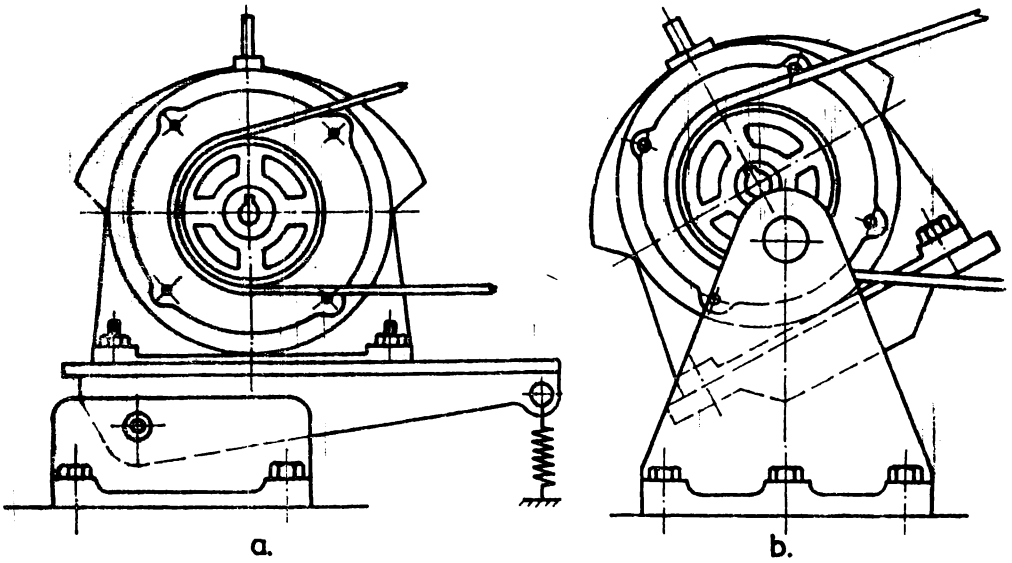


Fig.1.11

- Dispozitivele cu role cu acțiune antagonistă, în varianta constructivă cu elemente articulate (fig.1.12 a), sau dispuse pe un cadru rigid articulat pe arborele motor sau condus (fig.1.12 b), a căror funcționare se bazează pe efectul de creștere a conturului în-

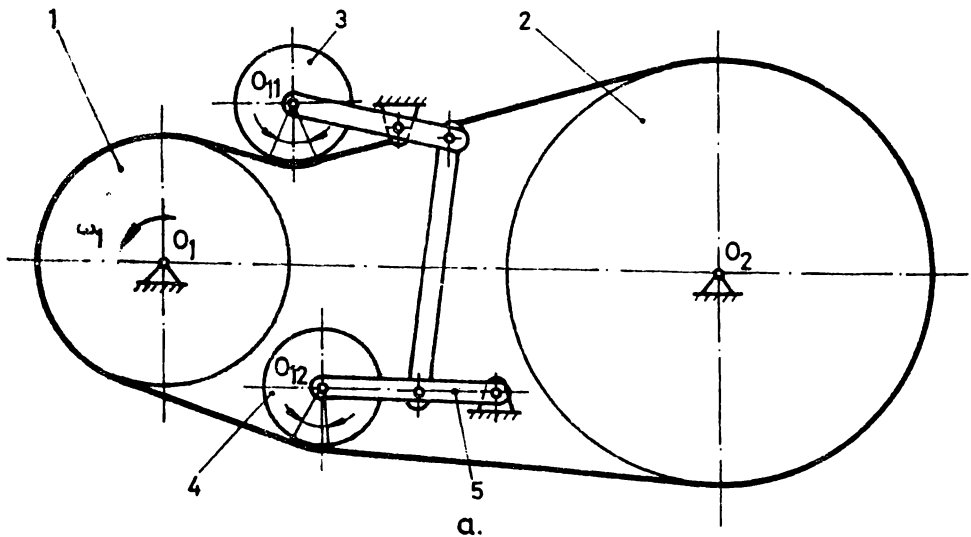


Fig.1.12 a

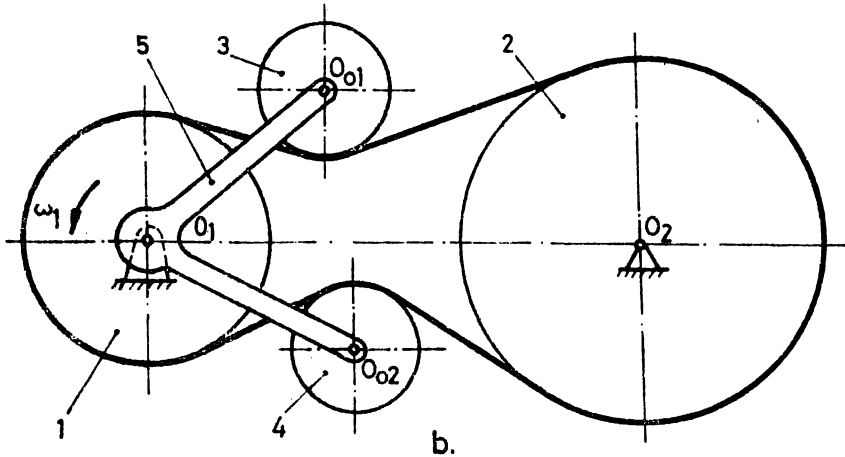


Fig.1.12 b

făsurat de cureaua în urma basculării sistemului de elemente articulate sau a brațului rigid. Varianta constructivă îmbunătățită (fig. 1.12 b) este cunoscută sub numele de Loyer II.

- Sistemul cu rolă de întindere acționată electromagnetic de către curentul absorbit din rețea de către motorul de antrenare (fig. 1.13). Soluția a fost imaginată și experimentată de către B. Horovitz și I. Gligor [H8].

Privitor la funcționarea acestor sisteme, literatura de specialitate dispune de o bază teoretică relativ săracă și contradictorie. Chiar unii dintre autorii lor, cât și alți cercetători nu fac

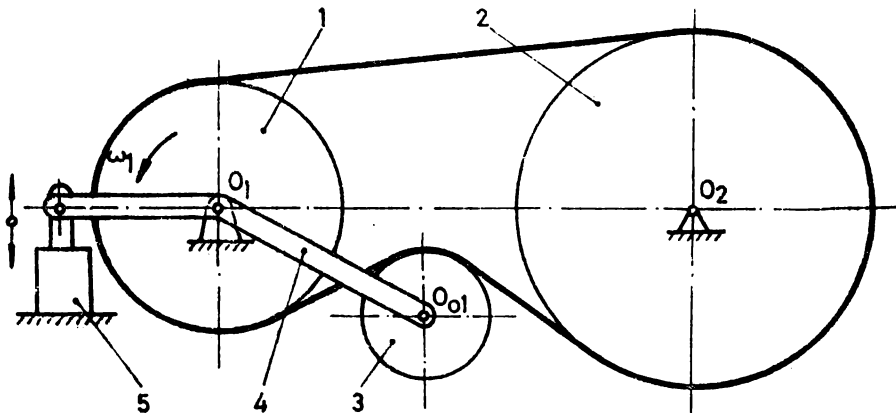


Fig.1.13

altceva decît să prezinte soluția constructivă, să scoată în evidență unele dintre avantajele pe care le oferă utilizarea lor și, eventual, să propună domenii de aplicare.

Nu pot fi menționate surse bibliografice care să identifice particularitățile lor funcționale, eventuala apartenență la aceeași familie, care să încerce fundamentarea teoretică și dimensionarea și în consecință să le facă accesibile proiectanților.

De pildă, A. Leyer, autorul mai multor variante de STA, susține necesitatea unor soluții robuste și simple, care să diminueze evidentele dezavantaje ale transmisiei pe care o tensionează.

Analizînd utilitatea folosirii de STA, Leyer citează printre avantajele acestora creșterea durabilității elementului intermediar, reducerea cu cca 20 % a consumului energetic în funcționarea transmisiei, faptul că nu sînt influențate de poziția pe care o ocupă în fluxul energetic, putînd fi dispuse atît pe roata motoare, cît și pe cea condusă.

Experimentările făcute de Leyer evidențiază disponibilitățile pe care le oferă transmisia cu STA în ceea ce privește capacitatea de tracțiune (fig.1.14).

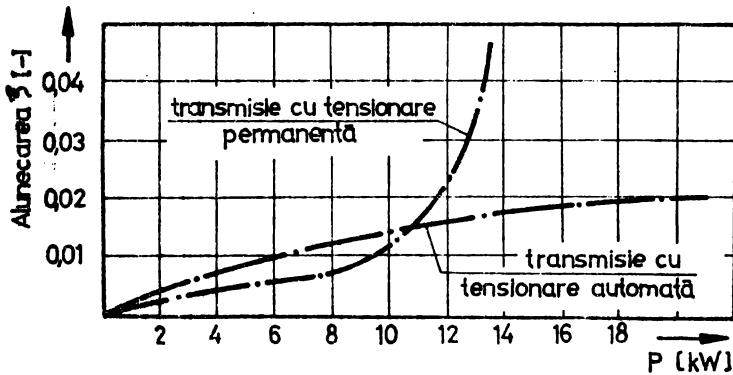


Fig.1.14

Prezentînd una din soluțiile pe care le propune spre a fi utilizate în construcția de mașini unelte, Leyer [L3] remarcă reducerea consumului energetic cu cca 14 %, sporirea cu 30 % a productivității, cît și posibilitatea reducerii raportului de transmitere al transmisiei prin curea prin plasarea în amonte ale circuitului energetic a unui mecanism planetar cu elemente dințate, cu raport de

transmitere $i = 3,5$ (fig.1.9).

Ultima afirmație nu are însă nici un suport rațional, deoarece prin soluția propusă se îngreunează condițiile de funcționare ale transmisiei prin curea.

I.F.Kuksenko și V.T.Sereda [K8] propun mai multe variante constructive de STA bazate pe utilizarea roților de fricțiune (printre care și cea prezentată în fig.1.10), unele dintre acestea aplicate în industria extractivă. Cercetările lor teoretice și experimentale ajung la concluzii ce sînt departe de a putea fi generalizate și altor sisteme. Fără a le diminua meritele, se impune remarcă că prin utilizarea în componența STA a unui mecanism ce conține roți cu fricțiune, el însăși aparținînd transmisiei prin frecare, se amplifică substanțial carențele transmisiei prin curea.

Intr-o suită de articole de sinteză asupra transmisiei cu element intermediar flexibil, W.Steinhilper și R.Dietz [S5] abordează și problema tensionării acestora, încercînd să stabilească un suport teoretic al fenomenului de transfer energetic, tentativă ce nu depășește însă stadiul incipient.

V.A.Svetlițki [S 21,24] este poate singurul autor ale cărui lucrări pot constitui punctul de plecare în studiul STA. Acesta, înscris în rîndul preocupărilor sale și problema tensionării transmisiei prin curele, pe care deși o tratează unitar și pe baze științifice, nu o epuizează. Mai mult chiar, își îndreaptă investigațiile numai asupra unor anumite tipuri de STA și nu ajunge la concluzii utile proiectanților și utilizatorilor de transmisii prin curele.

* * *

*

Din cele prezentate mai sus rezultă în mod evident necesitatea ridicării pe o treaptă calitativ nouă a cercetărilor privitoare la teoria transmisiei prin frecare cu element intermediar flexibil, cu atît mai mult cu cît în ultimii ani au apărut condițiile materiale necesare și suficiente unui astfel de proces. Printre acestea se pot cita, ca avînd o pondere deosebită, îmbunătățirile aduse structurii curelelor și posibilitățile deschise de introducere a STA.

Lucrarea de față dorește să aducă o modestă contribuție în sensul celor de mai sus.

2. PARTICULARITĂȚILE TRANSFERULUI ENERGETIC LA TRANSMISIILE
PRIN CURELE, INTRODUSE DE SISTEMUL DE TENSIONARE UTILIZAT.

2.1. Sisteme de tensionare a transmisiei prin curea.

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

$$\forall \{\mu\beta_{01}\} \neq 0 \wedge \{\omega\} = \phi \exists T_1^* = T_2^* \exp(\mu\beta_{01}) \wedge F_t = \frac{2M_{t1,2}}{D_{1,2}} = T_1^* - T_2^*, \quad (2.1)$$

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

În relațiile (2.1) s-au avut în vedere următoarele notații :

$$T_j^* = T_j - \frac{m_{01}}{f_j} v^2 \quad U \quad j \in \{0,1,2\} \quad (2.1a)$$

pentru componenta activă a efortului din ramurile transmisiei ce funcționează la o viteză $v = 0,5 \omega_{1,2} D_{1,2}$, în situația în care funcția elastică (Kretz)

$$f_j = 1 + \varepsilon_t = 1 + \frac{T_j}{E_t A_c}$$

descrie comportamentul elastic al materialului curelei asimilat unui corp Hooke, avînd masa unității de lungime în stare netensionată $m_{01} = \rho_0 A_c$ și rigiditatea la întindere $E_t A_c$.

Conform acestui model mecanic sistemul de relații (2.1) este general valabil pentru toate transmisii prin curea, indiferent de tip, de profilul și materialul curelei sau de sistemul de tensionare cu care sînt echipate. Se observă că rezolvarea prin intermediul său a problemei capacității de tracțiune este imposibilă întrucît 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 (2.1) li se asociază o legătură suplimentară de forma :

$$f(T_0^*, T_1^*, T_2^*) = 0 \quad (2.2)$$

dintre efortul inițial T_0^* și eforturile active $T_{1,2}^*$ din ramuri, legătura menită să coreleze funcționarea în sarcină a transmisiei, cu modul concret în care se realizează tensionarea sa.

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

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

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

$$\forall M_{t2} = \text{var.} \iff F_t = \text{var.} \exists T_0 = T_0^* = T_0^*(M_{t2\text{max}}) = \text{const.} \quad (2.3)$$

Posibilitățile de tracțiune ale transmisiilor echipate cu STP cu excepția momentelor în care funcționarea are loc la încărcarea maximă ($M_{t2} = M_{t2\text{max}}$), sînt fie incomplet utilizate ($\forall M_{t2} < M_{t2\text{max}}$) fie pot fi depășite ($\forall M_{t2} > M_{t2\text{max}}$), fapt ce conduce la apariția fenomenului de patinare ($\omega_2 \rightarrow 0$).

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

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

$$\forall M_{t2} = \text{var.} \iff F_t = \text{var.} \exists T_0^* = T_0^*(M_{t2}) = \text{var.} \quad (2.3 \text{ a})$$

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

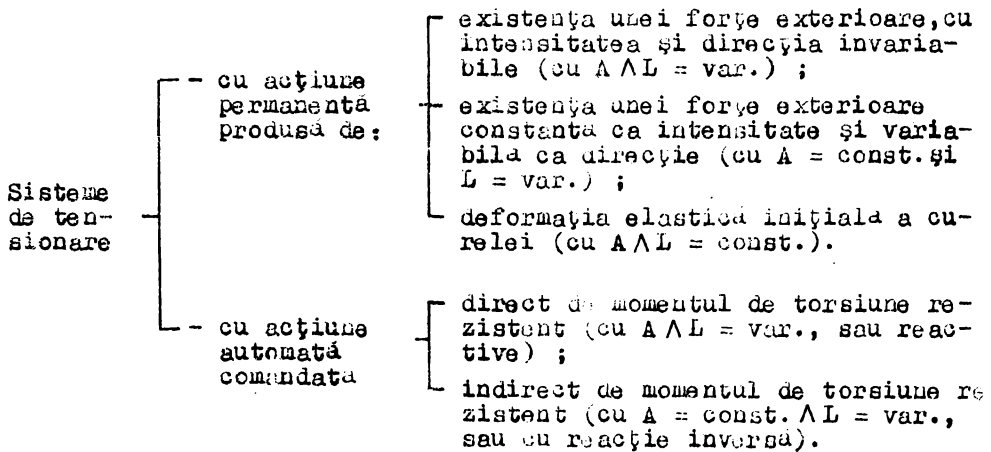
Extinderea aplicării lor este însă limitată pe de o parte de inexistența unei baze teoretice necesare pentru proiectare, iar pe de alta de inerția care se manifestă întotdeauna în calea introdu-

cerii progresului.

Prezenta lucrare se vrea o modestă contribuție la eliminarea acestor cauze.

Claselor de sisteme de tensionare amintite anterior le aparțin o multitudine de variante constructive, cu o aplicabilitate mai largă sau mai restrânsă, pentru a căror analiză de comportament este necesară stabilirea unor criterii obiective de comparație.

Unle lucrări, din rândul cărora se desprind [H.5 ; G.7], acceptă drept criteriu de comparație faptul că distanța între axe a transmisiei este sau nu constantă, subdivizând sistemele de tensionare în mod corespunzător. Mai recent [G.6], prin luarea în considerare, pe lângă factorul amintit și a lungimii curelei se constată posibilitatea introducerii următorului mod de clasificare a sistemelor de tensionare utilizate la transmisiile prin curea :



Clasificarea propusă include totalitatea soluțiilor constructive posibile de sisteme de tensionare. Pentru a nu diminua caracterul său general, cât și pentru a facilita prezentarea unor aspecte particulare ce apar în procesul proiectării sistemelor de tensionare cu acțiune permanentă, s-a considerat necesară analiza succesivă a tuturor alternativelor aparținând acestei clasificări.

2.2. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă

Literatura de specialitate cunoaște numeroase contribuții privind fundamentarea teoretică a STP, cele mai substanțiale sub raport calitativ rămân însă cercetările întreprinse de V.A.Svetlițki și

- pe plan intern - de către prof.dr.ing.Nicolae Gheorghiu.Lucrările de față nu-și propune reluarea rezultatelor la care s-a ajuns decât în măsura în care aplicarea concretă a acestora implică unele comentarii, completări sau comparații.

2.2.1. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă, avînd $A \Delta L = \text{var.}$

Tensionarea inițială \overline{T}_0 a elementului intermediar se realizează prin intermediul unei forțe exterioare \overline{Q}_0 , de intensitate și direcție invariabile, aplicată arborilor după linia centrelor. În timpul funcționării în sarcină a transmisiei rezemarea alunecătoare (fig.2.1 a), sau basculantă (fig.2.1 b) a arborelui de comandă (de regulă arborele motorului) compensează deformația curelei și în consecință legătura suplimentară de forma (2.2) ce caracterizează funcționarea acestor sisteme va fi :

$$2T_0 = 2T_0^* = T_1^* + T_2^* = Q_0 \sin^{-1} \frac{\beta_1}{2} = \text{const.}, \quad (2.4)$$

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

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1^* - T_2^*}{T_1^* + T_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{a1}) - 1}{\exp(\mu\beta_{a1}) + 1}. \quad (2.5)$$

Pentru o situație concretă, funcție de geometria transmisiei prin curea se stabilește valoarea inițială a unghiului de înfășurare pe roata motoare $\beta_{10}^{*x)}$ cu ajutorul căreia se determină coeficientul de tracțiune maxim posibil :

$$\varphi_{\max} = \frac{\exp(\mu\beta_{10}) - 1}{\exp(\mu\beta_{10}) + 1}, \quad (2.6)$$

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

$$\varphi_{ef} \leq \varphi_{\max}, \quad (2.7)$$

putîndu-se astfel stabili valorile eforturilor active $T_0 = T_0^*, T_{1,2}^*$

Pentru realizarea efortului inițial T_0 este necesar ca lungimea inițială L_0 a curelei să crească cu o cantitate :

$$\Delta L_0 = \frac{T_0 L_0}{E_t A_c} \quad (2.8)$$

^{x)} Se acceptă în cele ce urmează convenția $D_1 \leq D_2 \Leftrightarrow i \geq 1$.

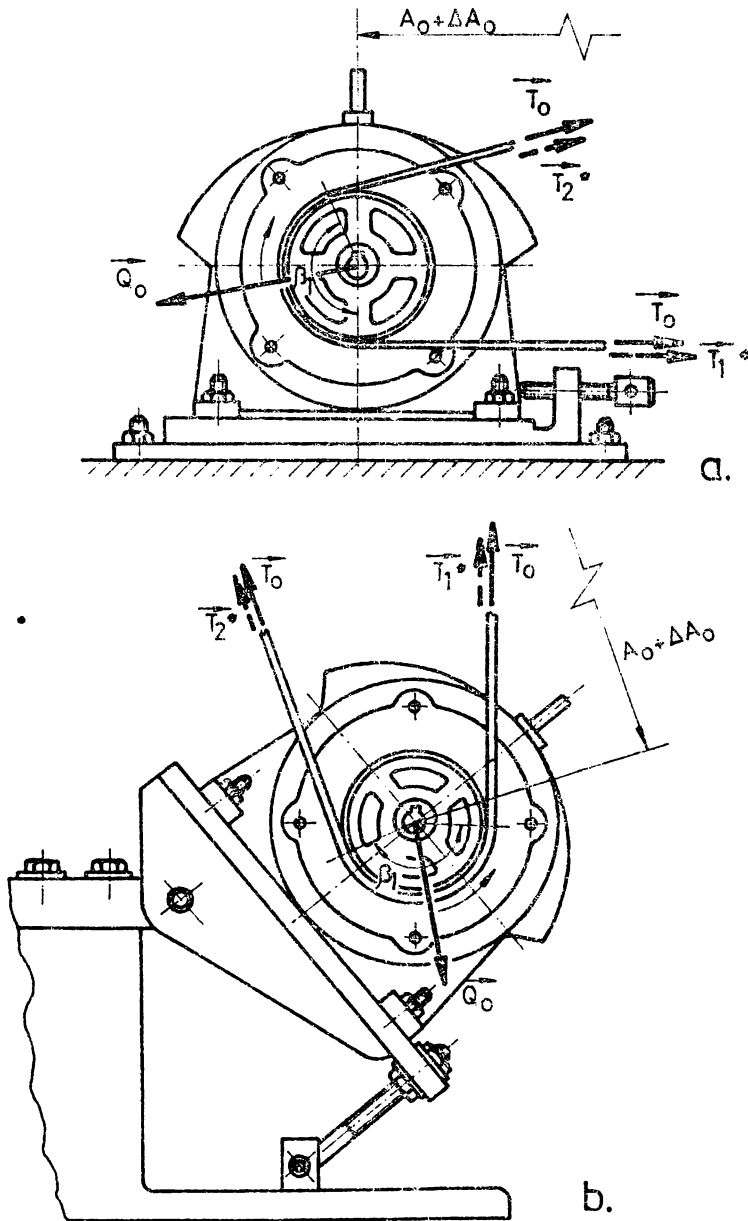


Fig 2.1

căreia îi corespunde o deplasare a axului roții motoare

$$\Delta A_0 \approx \Delta L_0 \left[2 + \frac{\pi}{2k_{A_0}} + \frac{(i-1)^2}{4k_{A_0}(1+i)^2} \right]^{-1} \quad (2.9)$$

în care prin k_{A_0} [-] s-a notat coeficientul distanței între axe:

$$k_{A_0} = \frac{A_0}{D_1 + D_2} \quad (2.10)$$

și prin i [-] - raportul de transmitere.

Deplasarea ΔA_0 a axului roții motoare se realizează, funcția de soluția constructivă acceptată, prin deplasarea motorului sau bascularea acestuia și este însoțită de modificarea valorii unghiului de înfășurare :

$$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_1 - D_2}{2(A_0 + \Delta A_0)} > \beta_{10} . \quad (2.11)$$

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

Componentele reacțiunii pe axele unui sistem ortogonal de referință cu originea în centrul roții motoare și axa O_1x suprapusa liniei centrelor vor fi la funcționarea în sarcină :

$$\begin{aligned} T_{x_0} &= (T_1^* + T_2^*) \cos \gamma = (T_1^* + T_2^*) \sin \frac{\beta_1}{2} ; \\ T_{y_0} &= (T_1^* - T_2^*) \sin \gamma = (T_1^* - T_2^*) \cos \frac{\beta_1}{2} . \end{aligned} \quad (2.12)$$

Reacțiunea pe arbori și unghiul pe care aceasta îl face cu axa O_1x vor avea valoarea :

$$\begin{aligned} T_a &= (T_1^{*2} + T_2^{*2} + 2T_1^*T_2^* \cos 2\gamma)^{1/2} = (T_1^{*2} + T_2^{*2} - 2T_1^*T_2^* \cos \beta_1)^{1/2} ; \\ \theta &= \arctg \left[\frac{T_1^* - T_2^*}{T_1^* + T_2^*} \operatorname{tg} \gamma \right] = \arctg \left[\frac{T_1^* - T_2^*}{T_1^* + T_2^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} \right] . \end{aligned} \quad (2.13)$$

La repaus sau la funcționare în gol a transmisiei relațiile (2.12) și (2.13) se simplifică corespunzător :

$$\forall T_{x_{00}} = 2T_0 \sin \frac{\beta_1}{2} \wedge T_{y_{00}} = 0 \quad \exists T_{a0} = T_{x_{00}} \wedge \theta_0 = 0 . \quad (2.13^0)$$

În legătură cu relațiile (2.12) și (2.13) este necesar să se menționeze că ele au fost stabilite în ipoteza unor transmisii lente ($v \leq 10$ m/s), situație în care termenul $\frac{a_1}{f_r} v^2$ din relația

(2.1 a) are o valoare neglijabilă în raport cu efortul efectiv din ramuri ($T_{1,2}$). În cazul în care transmisia funcționează la viteze mai mari relațiile menționate trebuie amendate corespunzător.

Algoritmul de calcul al unei transmisii tensionate pe seama deplasării motorului este prezentată în figura 2.2. Similar poate fi stabilită organigrama pentru situația în care motorul basculează în jurul unui punct fix.

2.2.2. Sisteme de tensionare cu acțiune permanentă, având $A = \text{const}$ \wedge $L = \text{var}$.

Elementul intermediar al transmisiei este tensionat datorită unei forțe constante ca intensitate, aplicată ramurii conduse prin intermediul unei role (fig. 2.5). Contactul forțat rola-ramură cât și compensarea deformației curelei sunt realizate prin bascularea rolei în jurul punctului de articulație, sau, la alte variante constructive, prin deplasarea rolei după o direcție normală la

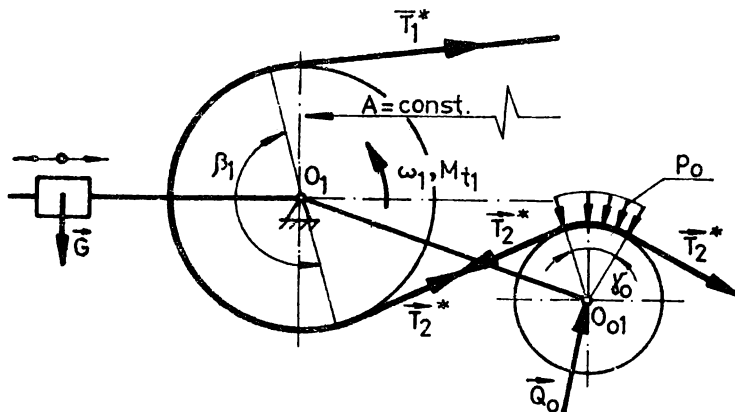


Fig. 2.5

linia centrelor și numai pentru un singur sens de rotație.

Legătura suplimentară de forma (2.2) se poate fi stabilită pentru această situație este :

$$2T_0 = 2T_0^* = 2T_2^* = Q_0 \sin^{-1} \frac{\beta_1}{2}, \quad (2.14)$$

START

Citește: $P_1, \omega_1, l, k_A, k_r, \mu, E_t,$
 $E_i, \vartheta, \sigma_{at}, (L_h)_a, \Delta b, \sigma_{ob}, x,$
 $(C_s)_a, \sigma_r, v_a$

$$D_{\min} = (360 \dots 480) \sqrt[3]{\frac{k_r P_1}{\omega_1}}$$

Alege: $D_1 \geq D_{\min}$

$$v = 0,5 D_1 \omega_1$$

$v < v_a$

nu

Mesaj:
 $v > v_a$

①

da

$$D_2 = i D_1 ; A = k_A (D_1 + D_2)$$

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

$$f_x = \frac{v x}{L}$$

Alege profilul de curea:
 $h = f(D_1, f_x)$

Citește: C_β, P_u

$$\gamma_{10} = \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

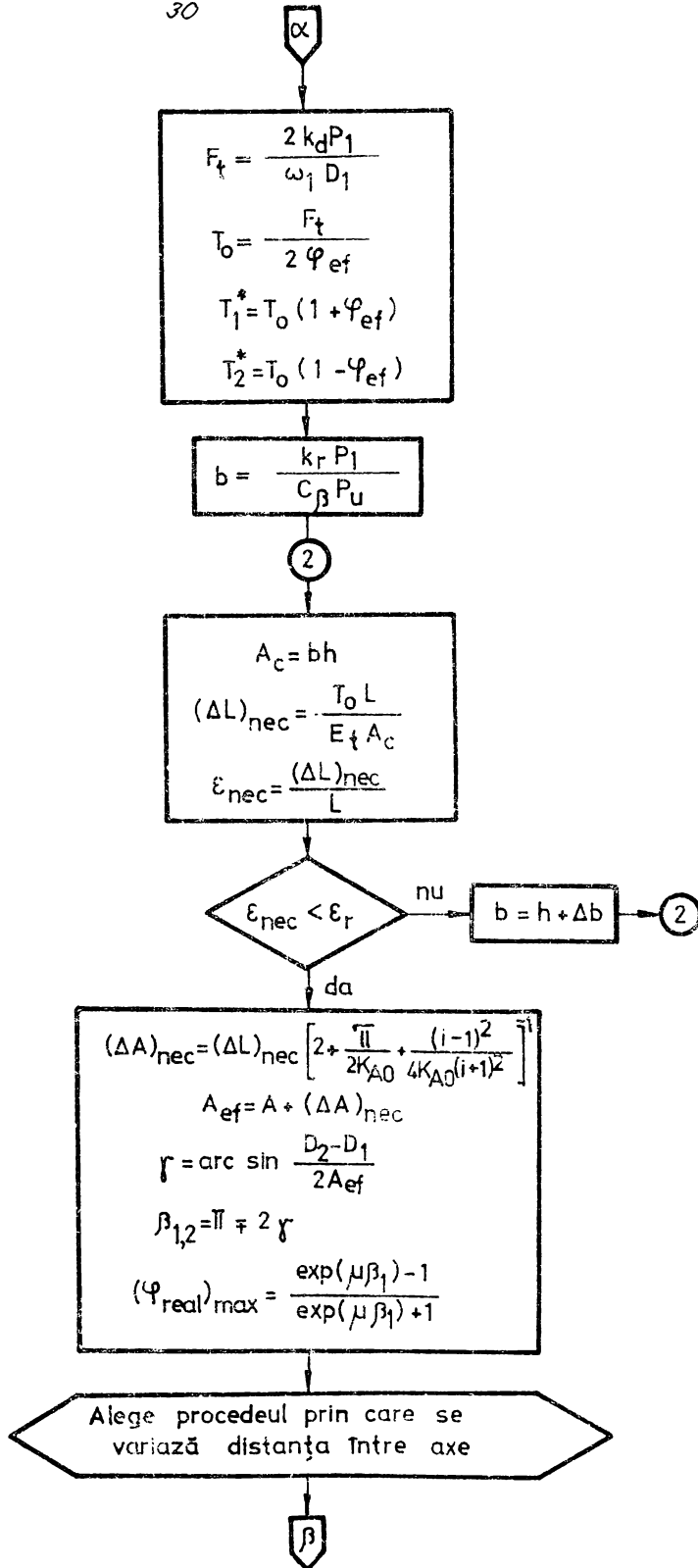
$$\beta_{10, 20} = \pi \mp 2 \gamma_{10}$$

$$\beta_{al} := \beta_{10}$$

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

Alege: $\varphi_{ef} < \varphi_{\max}$

□



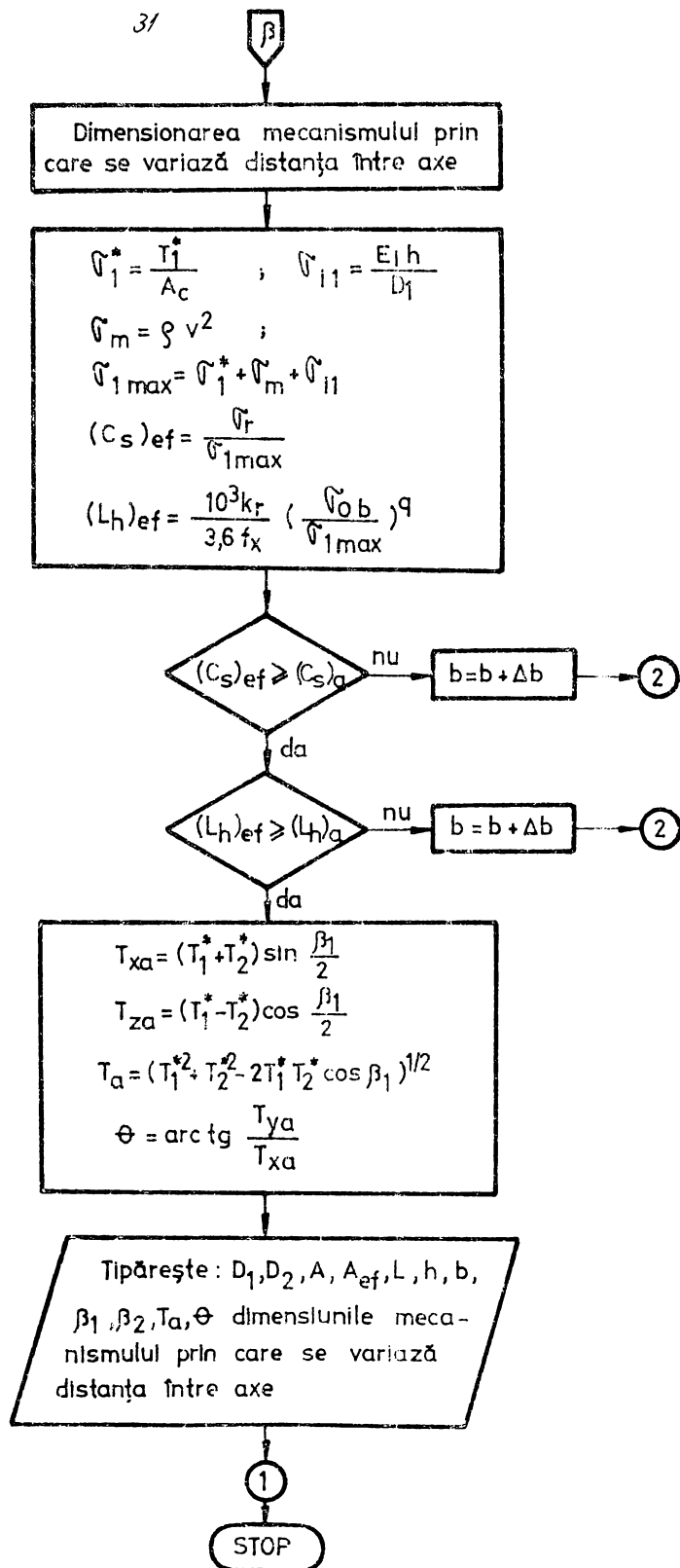


Fig 2.2

PROGRAM PENTRU PROIECTAREA TRANSMISIEI PRIN CUREA LATA
MULTISTRAT, TENSIONATA PERMANENT PRIN DEPLASAREA MOTORULUI

Transmisia va trebui sa utilizeze o curea profil ICV.

Parametrii transmisiei sînt:

-Puterea motorului	$P_1 = 4.0$ kW
-Viteza unghiulara	$\omega_1 = 150$ rad/s
-Raportul de transmitere	$i_1 = 3.00$
-Diametrul rotii motoare	$D_1 = 120$ mm
-Diametrul rotii conduse	$D_2 = 360$ mm
-Viteza periferica a curelei	$v_2 = 9.0$ m/s
-Distanța initiala între axe	$A_0 = 480$ mm
-Lungimea initiala a curelei	$L_0 = 1744$ mm
-Latimea curelei	$b = 50$ mm
-Aria sectiunii transversale prin curea	$A_c = 45$ mm ²
-Forța tangentiala transmisa	$F_t = 444.4$ N
-Coeficientul de tractiune efectiv	$f_i = 0.30$
-Efortul initial	$T_0 = 738.7$ N
-Efortul din ramura motoare	$T_1 = 960.9$ N
-Efortul din ramura condusa	$T_2 = 516.5$ N
-Distanța finala între axe	$A = 488.75$ mm
-Unghiul final de infasurare pe roata motoare	$\beta = 151.57$ grade
-Unghiul ramurii cu linia centrelor	$\gamma_{a1} = 142.13$ grade
-Unghiul de alunecare	$\beta_{a1} = 118.58$ grade
-Unghiul reactiunii cu linia centrelor	$\theta = 4.36$ grade
-Componenta dupa linia cen- trilor a reactiunii	$F_x = 1432.17$ N
-Componenta dupa normala la linia centrelor a reactiunii	$F_y = 109.12$ N
-Reactiunea pe arbori	$T_a = 1436.32$ N
-Tensiunea maxima din curea	$\sigma_{max} = 25.57$ MPa
-Coeficientul de alunecare elastica	$\epsilon = 0.01097$

** TRANSMISIA INDEPLINESTE TOATE CONDITIILE IMPUSE **

iar invariantul caracteristic poate fi adus la expresia :

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1^* - T_2^*}{2T_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{a1}) - 1}{2}. \quad (2.15)$$

Analiza capacității de tracțiune a transmisiei dotate cu un astfel de sistem de tensionare nu se poate însă opri în acest punct, întrucît relațiile (2.14) și (2.15) sînt implicit dependente de parametrii geometrici ai transmisiei.

Acceptînd soluțiile constructive cu cea mai largă răspîndire din figura 2.4, între dimensiunile ce caracterizează orice transmisie (D_1, D_2, A, γ) și dimensiunile sistemului de tensionare (l_1, D_0, φ_1) pot fi stabilite următoarele dependențe :

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \arcsin \frac{D_1 + D_0}{2l_1} - \varphi_1 ; & \varphi_2 &= \arctg \frac{l_1 \sin \varphi_1}{A - l_1 \cos \varphi_1} ; \\ l_2 &= l_1 \frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} ; & \gamma_2 &= \arcsin \frac{D_2 + D_0}{2l_2} - \varphi_2. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Lungimea elementului intermediar este la rîndul său dependentă de aceleași mărimi :

$$L = \frac{D_1 + D_2}{2} (T_1 + \gamma) + \frac{D_1 + D_0}{2} \gamma_1 + \frac{D_2 + D_0}{2} \gamma_2 + A \cos \gamma + l_1 \cos(\varphi_1 + \gamma_1) + l_2 \cos(\varphi_2 + \gamma_2). \quad (2.17)$$

Extinzîndu-se analiza asupra cinetostaticii STP prezentat în figura 2.4 a, în ipoteza echilibrării statice a brațului port-rola cu rola montată pe el, se obține condiția :

$$G \cos(\alpha - \Delta\varphi_1) = 2T_0^* l_1 \cos(\varphi_1 - \frac{\gamma_2 + \gamma_1}{2}) \sin \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}, \quad (2.18)$$

în care s-a notat prin :

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

$\Delta\varphi_1$ [rad] unghiul cu care s-a rotit brațul contragreutății G din poziția corespunzătoare lui $T_0 = T_0^* = T_2^* = 0$, pînă în situația în care $T_0 = T_0^* = T_2^*$.

Pentru varianta din figura 2.4 b condiția de echilibru este:

$$G(l_1 \cos \varphi_1 + a) + G_r l_1 \cos \varphi_1 = 2T_0^* l_1 \cos(\varphi_1 - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}) \sin \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2}. \quad (2.19)$$

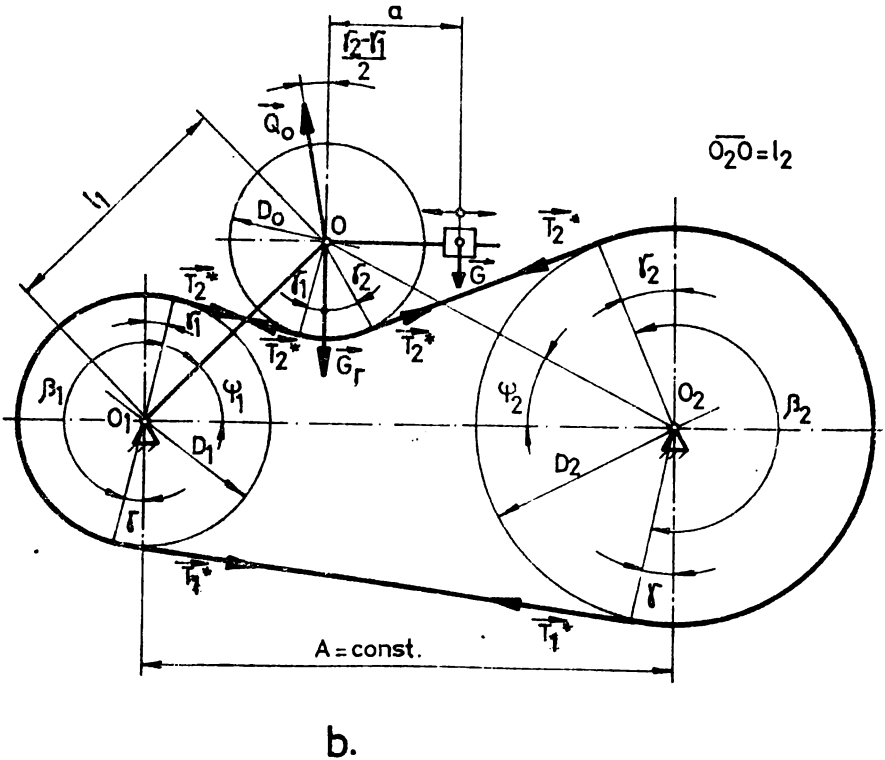
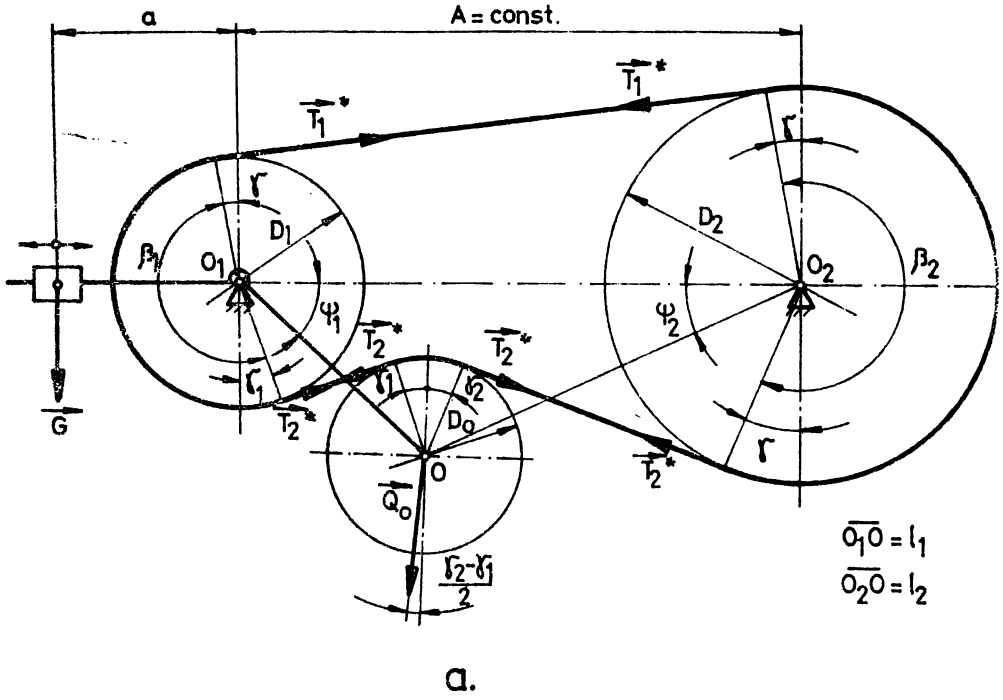


Fig 2.4

Relațiile (2.16)...(2.19) pun în evidență faptul că alegerea arbitrară a dimensiunilor STP poate conduce la situații iraționale, cum ar fi, de pildă, depășirea unui gabarit transversal sau axial rațional sau convenabil, utilizarea unei contragreutăți exagerat de mari sau altele asemănătoare.

În consecință, la stabilirea principalelor dimensiuni amintite anterior este necesar să se aibă în vedere următoarele considerații :

Diametrul D_0 al rolei de întindere este limitat inferior de condiția ca tensiunea ce apare în ramura condusă la înfașurarea curelei pe rolă să nu depășească tensiunea maximă din ramura conducătoare :

$$\forall \sigma_{1\max} = \sigma_{2\max} \iff \sigma_1^* + \sigma_m + \sigma_{11} = \sigma_2^* + \sigma_m + \sigma_{10} \exists$$

$$\exists D_0 = \frac{E_I A_c D_1 h}{F_t D_1 + E_I A_c h} \geq 0,4 D_1. \quad (2.20)$$

În ceea ce privește limita superioară a diametrului rolei, aceasta poate fi impusă, de creșterea gabaritului transversal al transmisiei, la valoarea $D_0 \leq D_1$.

În alegerea soluției constructive de rolă se vor avea în vedere concluziile ce se desprind din relațiile (2.18), respectiv (2.19) și anume în cazul din figura 2.4 a, masa rolei trebuie să fie minimă pentru a facilita operația de echilibrare a brațului port-rolă, pe cînd la alternativa din figura 2.4 b, masa rolei contribuie realizarea tensionării și în consecință este de dorit să aibă valori cît mai mari.

Pentru lungimea l_1 a brațului port-rolă condiția de existență :

$$1,5(D_1 + D_0) > l_1 \geq 0,55(D_1 + D_0) \quad (2.21)$$

este stabilită astfel încît să fie exclus un gabarit transversal exagerat, respectiv să fie împiedicat contactul rolă-roată motoare. Lungimea brațului port-rolă trebuie simultan să verifice inegalitatea :

$$A > \frac{D_0 + D_2}{2} + l_1 \cos \varphi_1 \quad (2.22)$$

ce asigură deplasarea liberă a rolei între roțile de curea.

Valoarea rațională a unghiului între brațul port-rolă și li-

nia centrelor trebuie sa se situeze între limitele :

$$\text{arc sin } \frac{D_2 - D_0}{2l_1} > \psi_1 > \text{arc sin } \frac{D_0}{2l_1}, \quad (2.23)$$

rezultate din condiția ca transmisia să nu depășească în sens transversal gabaritul roții conduse, respectiv rola să nu ocupe o poziție tangentă la linia centrelor. Din relația (2.23) rezultă valoarea recomandabilă :

$$\psi_1 \in [20^\circ, 50^\circ]. \quad (2.24)$$

Distanța între axe A, dacă nu sînt impuse condiții restrictive de gabarit, se stabilește din (2.22), iar în situația în care acestea există dimensiunile transmisiei se aleg astfel ca lungimea curelei să fie standardizată și inegalitatea (2.22) satisfăcută.

Dimensionarea transmisiei echipată cu rolă de întindere prezintă un caracter iterativ și se desfășoară conform algoritmului de calcul din figura 2.5.

Reacțiunea pe arborii transmisiei se determină la funcționarea în sarcină cu relația :

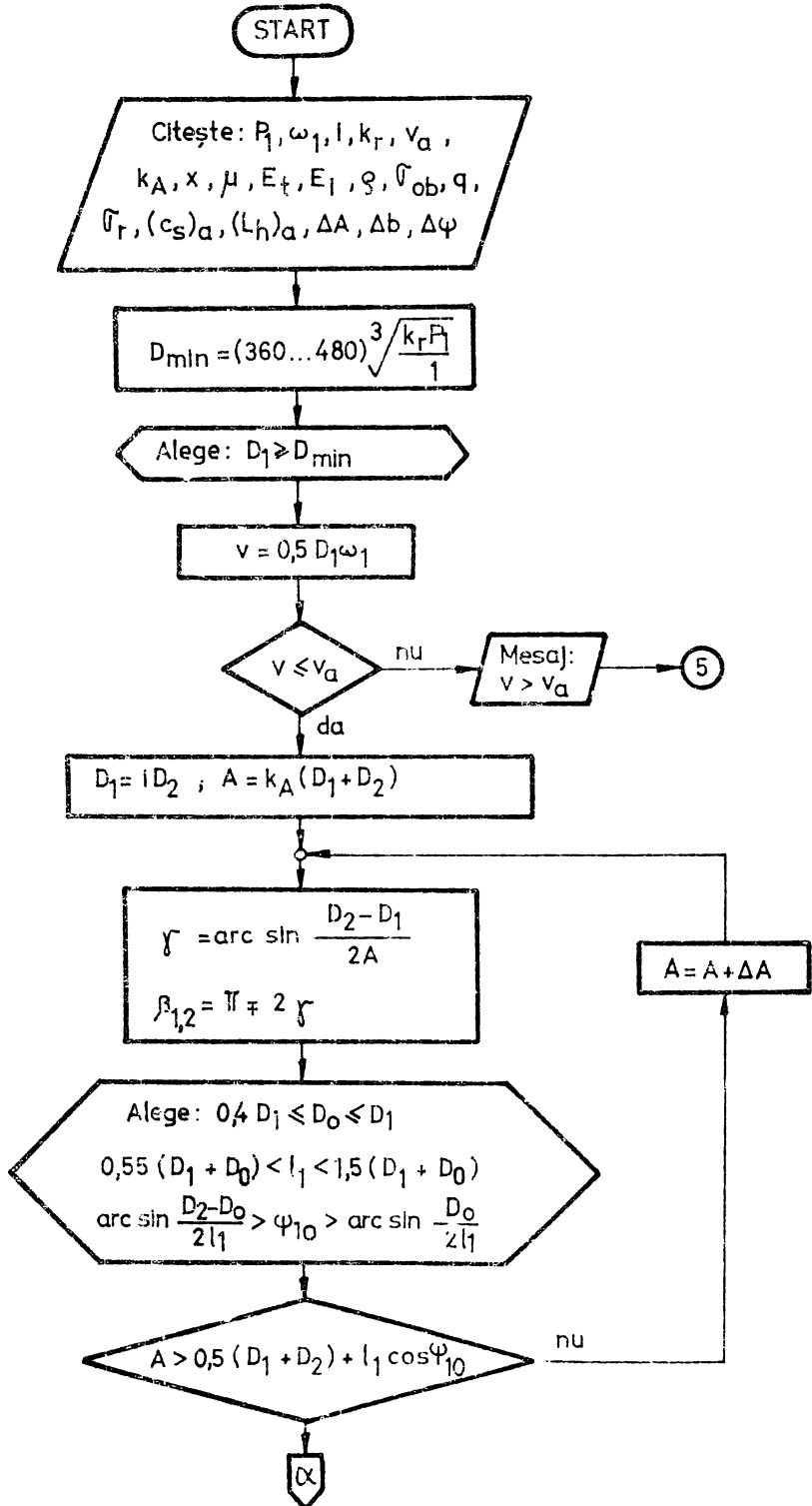
$$\begin{aligned} \forall \quad T_{xa} &= T_1^* \cos \gamma + T_2^* \cos \gamma_1 = T_1^* \sin \frac{\beta_1}{2} + T_2^* \cos \gamma_1 \quad \wedge \\ \wedge \quad T_{ya} &= T_1^* \sin \gamma + T_2^* \sin \gamma_1 = T_1^* \cos \frac{\beta_1}{2} + T_2^* \sin \gamma_1 \quad \exists \\ \exists \quad T_a &= [T_1^{*2} + T_2^{*2} + 2T_1^* T_2^* \sin(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1)]^{1/2}, \end{aligned} \quad (2.25)$$

iar la funcționarea în gol sau în repaus aceasta devine :

$$\begin{aligned} \forall \quad T_{xao} &= T_2^* (\sin \frac{\beta_1}{2} + \cos \gamma_1) \quad \wedge \quad T_{yao} = T_2^* (\cos \frac{\beta_1}{2} + \sin \gamma_1) \quad \exists \\ \exists \quad T_{ao} &= T_2^* [2 + 2\sin(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1)]^{1/2} = T_o [2 + 2\sin(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1)]^{1/2} = \\ &= T_o [2 + 2\sin(\frac{\beta_1}{2} + \gamma_1)]^{1/2}. \end{aligned} \quad (2.26)$$

În condițiile menționate unghiul reacțiunii \overline{T}_a sau \overline{T}_{ao} în raport cu axa $\overline{O_1 x}$ ($\overline{O_1 x} \equiv \overline{O_1 O_2} \wedge \overline{O_1 y} \perp \overline{O_1 O_2}$) va fi :

$$\theta = \text{arc tg } \frac{T_1^* \cos \frac{\beta_1}{2} + T_2^* \sin \gamma_1}{T_1^* \sin \frac{\beta_1}{2} + T_2^* \cos \gamma_1} \quad \text{respectiv} \quad \theta_o = \text{arc tg } \frac{\cos \frac{\beta_1}{2} + \sin \gamma_1}{\sin \frac{\beta_1}{2} + \cos \gamma_1}. \quad (2.27)$$



$$\begin{aligned} \gamma_{10} &= \arcsin \frac{D_1 + D_0}{2l_1} - \varphi_{10} \\ \varphi_{20} &= \arcsin \frac{l_1 \cos \varphi_{10}}{A - l_1 \sin \varphi_{10}} \\ l_{20} &= l_1 \frac{\sin \varphi_{10}}{\sin \varphi_{20}}; \delta_{20} = \arcsin \frac{D_2 + D_0}{2l_{20}} - \varphi_{20} \\ L_0 &= \frac{D_1 + D_0}{2} (\pi + \gamma) + \frac{D_1 + D_0}{2} \gamma_{10} + \\ &\quad + \frac{D_2 + D_0}{2} \delta_{20} + A \cos \gamma + l_1 \cos(\varphi_{10} + \gamma_{10}) + \\ &\quad + l_2 \cos(\varphi_{20} + \gamma_{20}) \\ \beta_{a1} &:= \beta_1 \\ \varphi_{\max} &= \frac{\exp(\mu \beta_1) - 1}{2}; f_x = \frac{xv}{L} \end{aligned}$$

Alege: $\varphi_{ef} < \varphi_{\max}$

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{k_d P_1}{\omega_1 D_1}; T_0 = \frac{F_t}{2\varphi_{ef}} \\ T_2^* &= T_0; T_1^* = T_2^* (1 + 2\varphi_{ef}) \end{aligned}$$

Alege grosime curea:
 $h = f(D_1, f_x)$

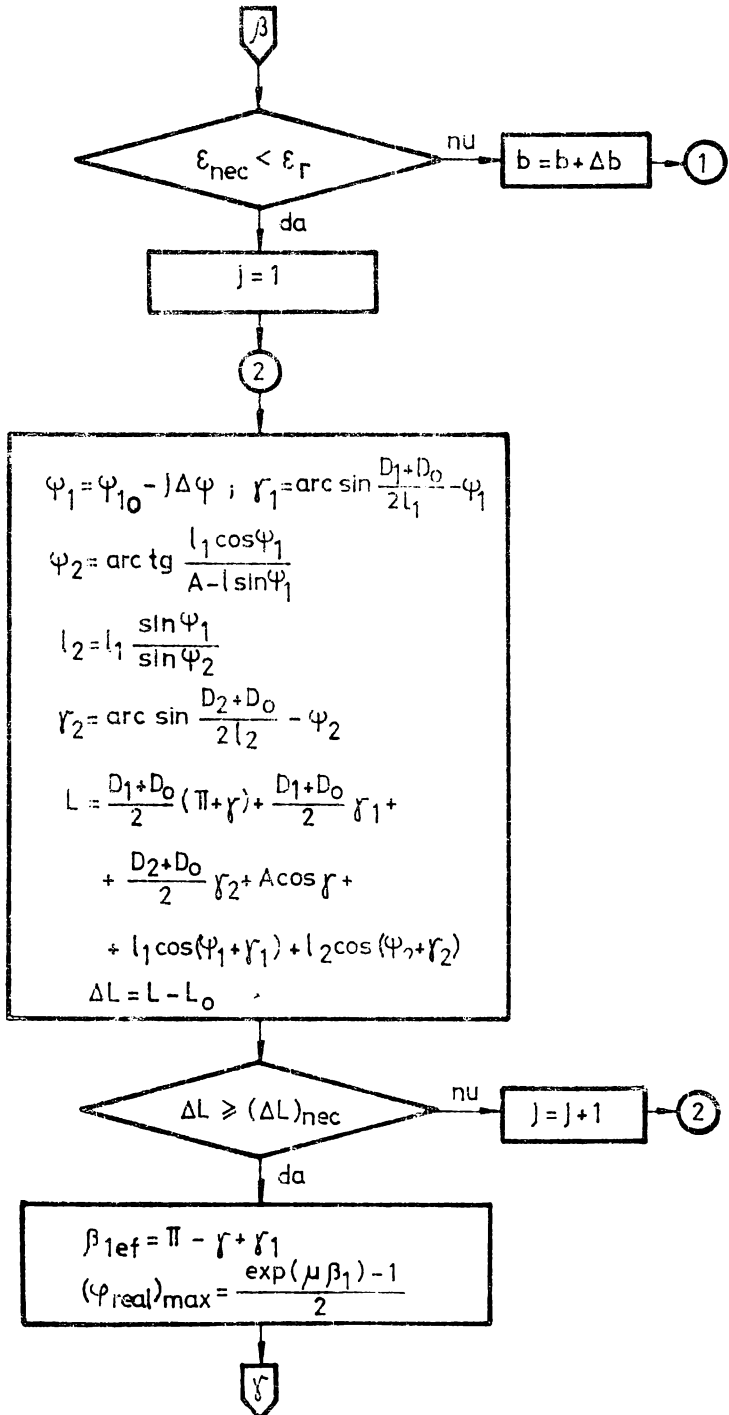
Citește: C_β, P_u

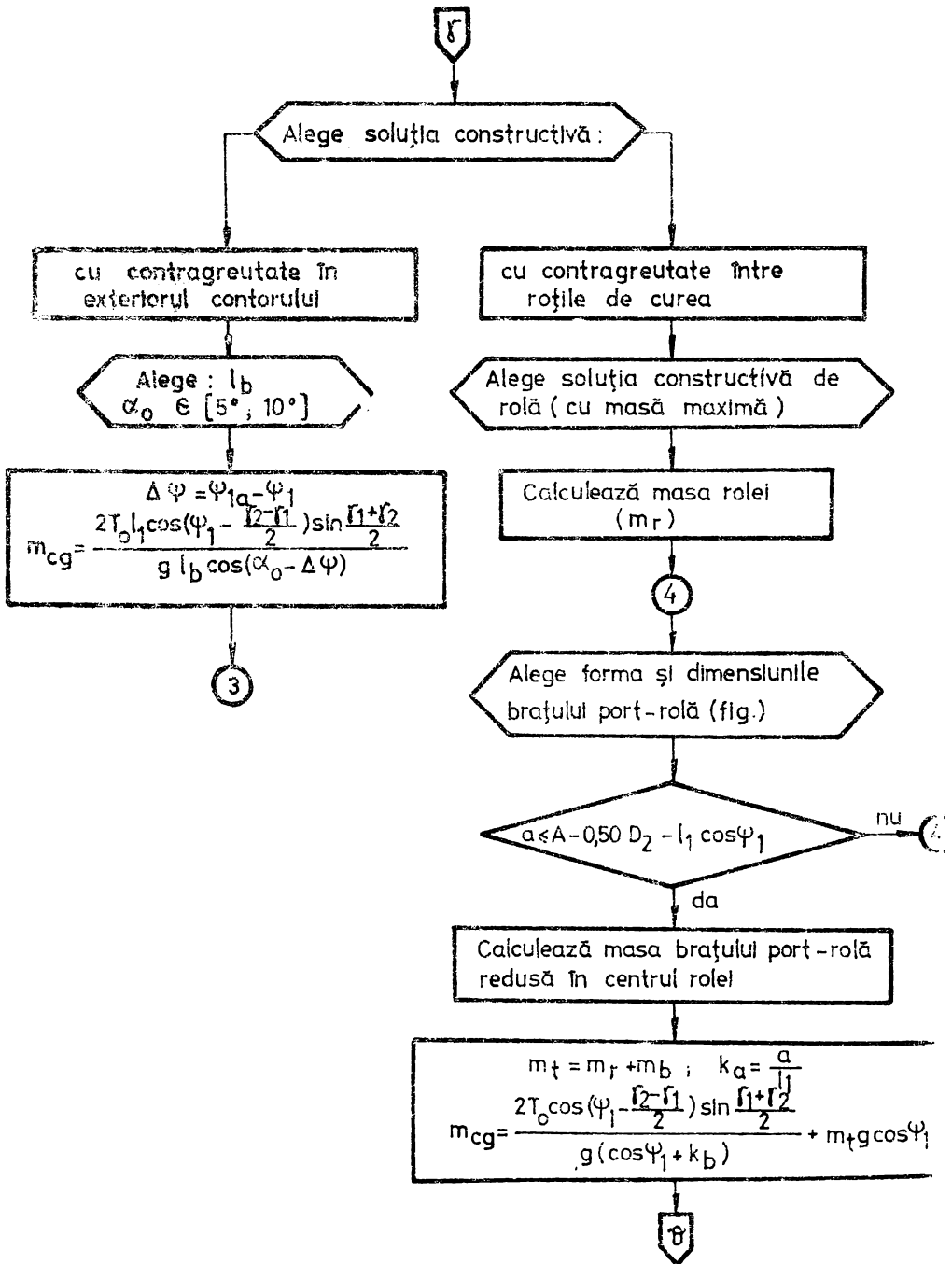
$$b = \frac{k_r P_1}{C_\beta P_u}$$

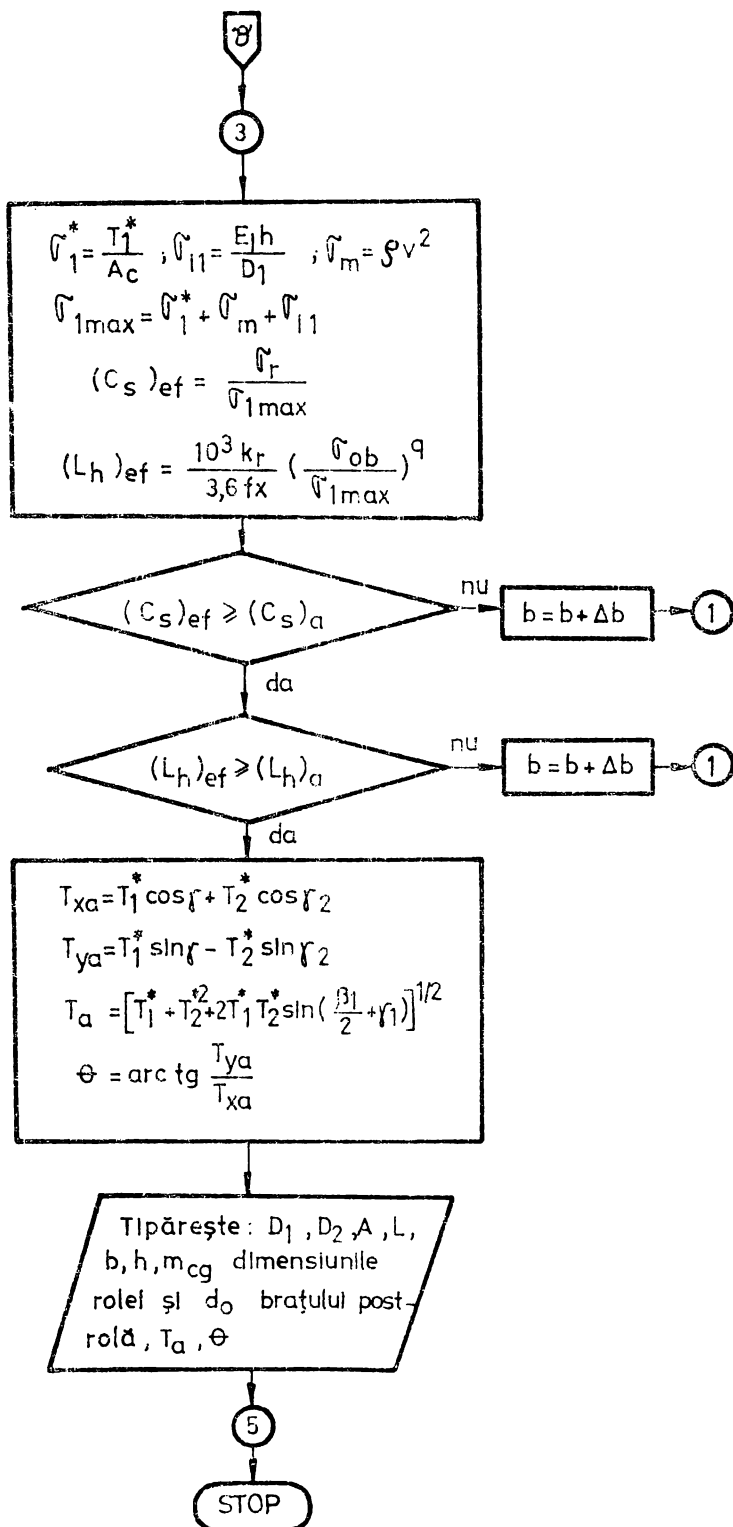
①

$$\begin{aligned} A_c &= bh; (\Delta L)_{nec} = \frac{T_0 L_0}{E_t A_c} \\ \varepsilon_{nec} &= \frac{(\Delta L)_{nec}}{L_0} \end{aligned}$$

β







2.2.3. Sisteme de tensionare cu $\Delta L = \text{const.}$

Spre deosebire de situațiile prezentate anterior în care se putea discrimina dispozitivul prin intermediul căruia se realiza tensionarea elementului intermediar, în cazul de față întinderea inițială a curelei apare drept o consecință a montării acesteia peste roțile transmisiei după o prealabilă "scurtare" ΔL_0 corespunzătoare efortului inițial T_0 necesar.

Simplitatea realizării concrete a tensionării inițiale nu implică însă o metodologie corespunzătoare de abordare. Pentru aceste sisteme legătura suplimentară de forma (2.2) între tensiunile din ramurile transmisiei este [G.6 ; G.7] :

$$2 T_0 = C_{11} T_1 + C_{12} m_{o1} v_1^2 = C_{21} T_2 + C_{22} m_{o1} v_2^2 \quad (2.28)$$

și poate fi adusa prin transformări succesive la relația :

$$2 T_0^* = C_{11} T_1^* + C_{21} T_2^* \quad (2.29)$$

Coefficienții adimensionali C_{11} , C_{12} , C_{21} și C_{22} exprimă condiția de invariabilitate a deformației elastice în starea de repaus (sau de funcționare în gol) și la funcționarea în sarcină a transmisiei. Expresiile lor (dacă l reprezintă lungimea ramurei libere, $l = \Delta \cos \gamma$) :

$$C_{11} = \frac{1}{L_0 \exp(\mu \beta_{a1})} \left\{ l \left[\exp(\mu \beta_{a1}) + 1 \right] + \frac{D_1}{2} (\beta_1 - \beta_{a1}) \exp(\mu \beta_{a1}) + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{a1}) + \right. \\ \left. + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] \right\};$$

$$C_{12} = \frac{1}{L_0 \exp(\mu \beta_{a1})} \left\{ l \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{a1}) \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] + \frac{D_1 + D_2}{2} \beta_{a1} \exp(\mu \beta_{a1}) + \right. \\ \left. + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[1 - \exp(\mu \beta_{a1}) \right] \right\};$$

$$C_{21} = \frac{1}{L_0} \left\{ l \left[\exp(\mu \beta_{a1}) + 1 \right] + \frac{D_1}{2} (\beta_1 - \beta_{a1}) \exp(\mu \beta_{a1}) + \frac{D_2}{2} (\beta_a - \beta_{a1}) + \right. \\ \left. + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] \right\};$$

$$C_{22} = \exp(\mu \beta_{a1}) - 1 - \frac{1}{L_0} \left\{ l \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{a1}) \left[\exp(\mu \beta_{a1}) - 1 \right] + \right. \\ \left. + \frac{D_1 + D_2}{2} \beta_{a1} \exp(\mu \beta_{a1}) + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[1 - \exp(\mu \beta_{a1}) \right] \right\},$$

pun în evidență existența următoarelor legături :

$$\begin{aligned} C_{11} + C_{12} &= C_{21} + C_{22} = 1; \\ C_{21} &= C_{11} \exp(\mu\beta_{al}) \quad \wedge \quad C_{22} = \exp(\mu\beta_{al})(1 - C_{12}) - 1, \end{aligned} \quad (2.31)$$

cît și faptul că pentru o transmisie concretă (i, k_A, γ, β_1 cunoscut), cînd $\beta_{al} = \beta_1$, rezultă :

$$\begin{aligned} C_{11} &= \frac{\cos \gamma [\exp(\mu\beta_1) - 1] + k_A^{-1}(i+1)^{-1}(\pi - \beta_1) + 0,5 \mu^{-1} k_A^{-1} [\exp(\mu\beta_1) - 1]}{\exp(\mu\beta_1) [2 + 0,5 \pi k_A^{-1} + 0,25(i-1)^2 k_A^{-2}(i+1)^{-2}]} \\ C_{12} &= \frac{[\cos \gamma + k_A^{-1}(\pi - \beta_1) - 0,5 k_A^{-1} \mu^{-1}][\exp(\mu\beta_1) - 1] + 0,5 \beta_1 k_A^{-1} \exp(\mu\beta_1)}{\exp(\mu\beta_1) [2 + 0,5 \pi k_A^{-1} + 0,25(i-1)^2 k_A^{-2}(i+1)^{-2}]} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Ținînd seama de relațiile (2.28) respectiv (2.29), coeficientul de tracțiune poate fi adus la una din formule :

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1^* - T_2^*}{C_{11}T_1^* + C_{12}m_{o1}v_1^2} = \frac{T_1^* - T_2^*}{C_{21}T_2^* + C_{22}m_0v_f^2} \\ &= \frac{T_1^* - T_2^*}{C_{11}T_1^* + C_{22}T_2^*} \end{aligned} \quad (2.33)$$

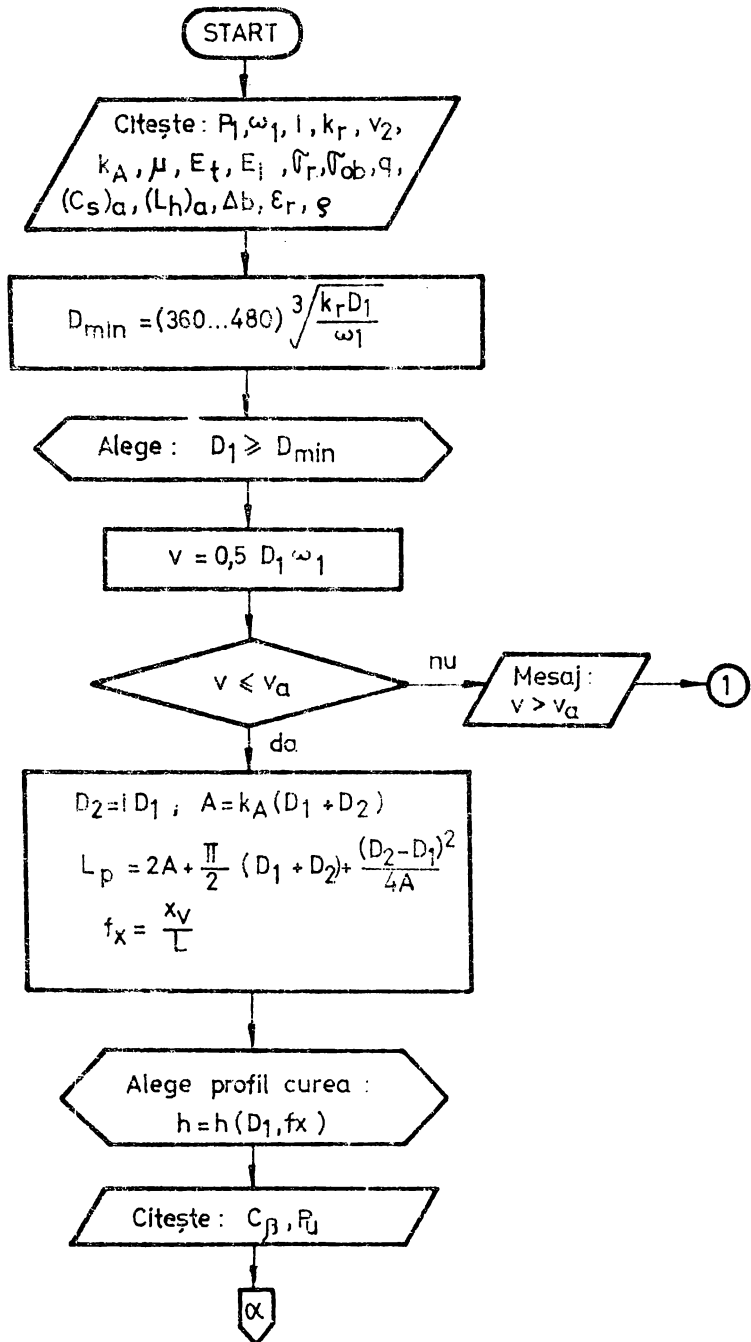
Reacțiunea pe arborii transmisiei la funcționarea în sarcină, respectiv în repaus sau la funcționarea în gol se pot determina conform relațiilor (2.12), (2.13) sau (2.13 a).

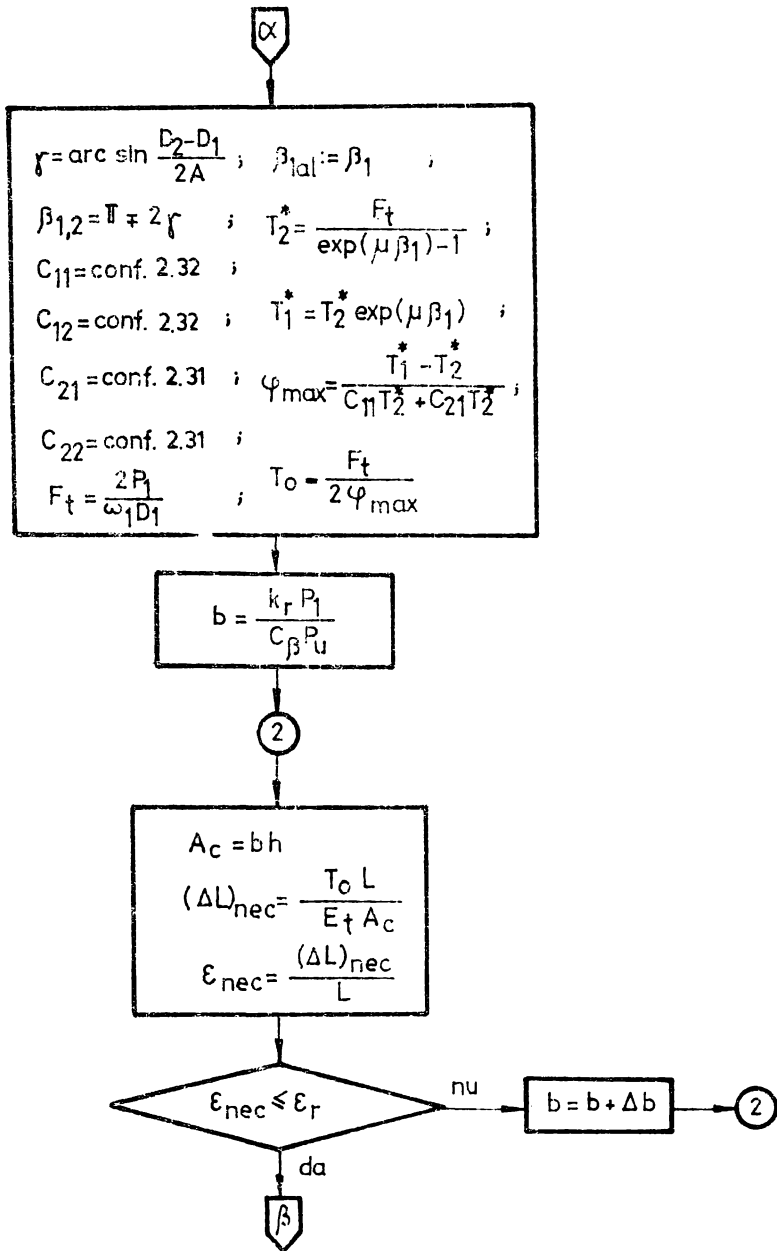
Dimensionarea transmisiei presupuse un volum însemnat de calcule, poate fi însă cu ușurință programată pe calculator pe baza algoritmului din figura 2.6.

2.2.4. Performanțele transmisiilor echipate cu STP.

Stabilirea unor criterii unitare pe care să se fundamenteze proiectarea transmisiilor prin curea dotate cu STP, pe lângă multiple avantaje, facilitează posibilitatea comparării critice a soluțiilor posibile în vederea discriminării variantei optime.

În acest scop utilizîndu-se organigramele de calcul ale celor trei transmisi și anume cea tensionată prin deplasarea moto-





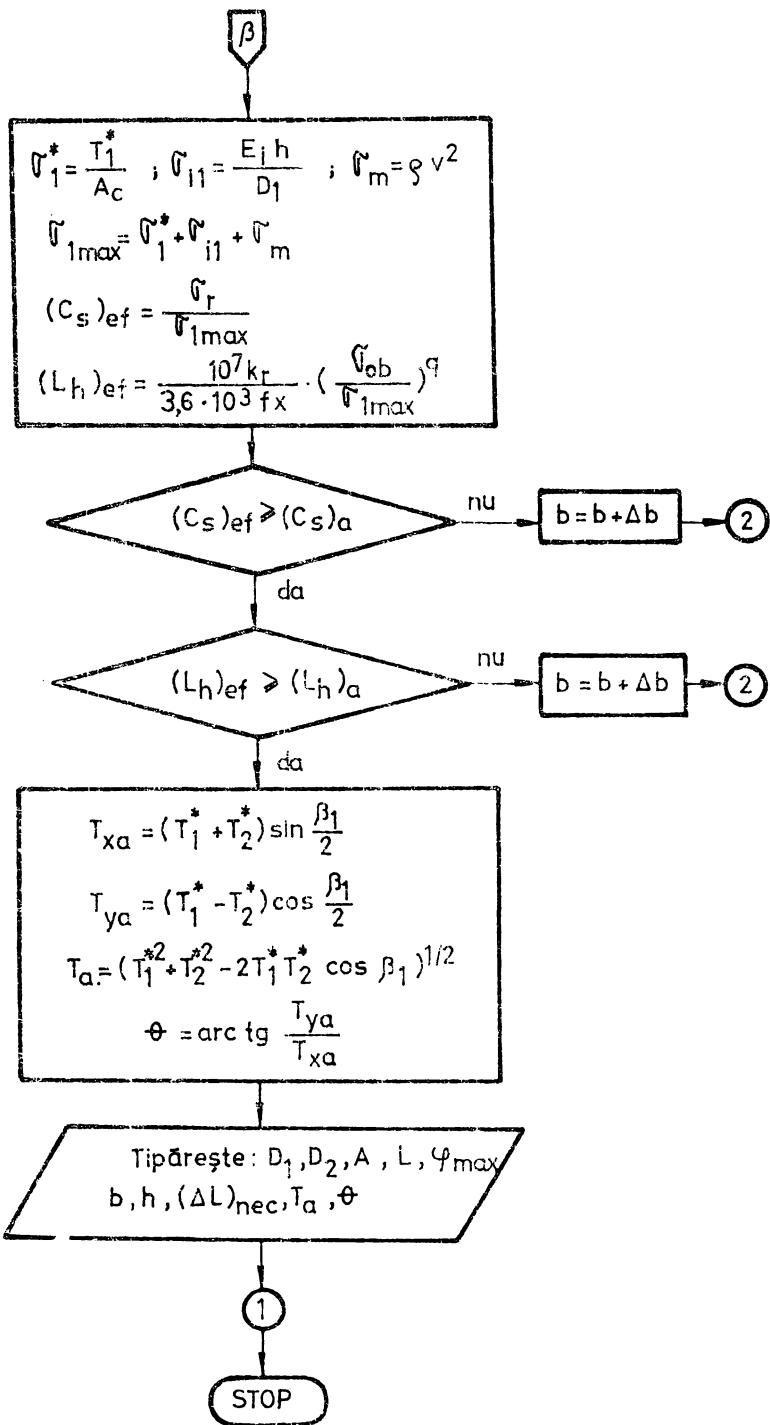


Fig 2.6

mului, cu rolă de întindere, respectiv cu element intermediar montat cu o deformație elastică inițială, așa cum s-a prezentat în figurile 2.2, 2.5 și 2.6 s-au calculat principalele elemente geometrice și cinetostatice corespunzătoare.

Calcululele s-au efectuat pentru aceleași date de intrare (P, ω, i), au avut în vedere condițiile (2.20)...(2.24) stabilite pentru transmisia cu rolă de întindere și datele de catalog pentru curelele multistrat Extrarultus-Mieglingriemen (RFG) tip 80 (cu strat de rezistență din folie poliamidă și $E_t = 900 \text{ MPa}$, $\epsilon_r = 0,2$, $\sigma_r = 400 \text{ MPa}$).

Dacă se acceptă drept unitară transmisia cea mai răspândită și anume aceea cu tensionare prin deplasarea actorului ((1) în figura (2.7)), se constată, în privința efortului inițial de montaj (T_0) și a eforturilor active (T_1^*), că aceasta este calitativ inferioară transmisiei cu rolă de întindere sau celei tensionate pe seama elasticității curelei ((2), respectiv (3) în figura 2.7).

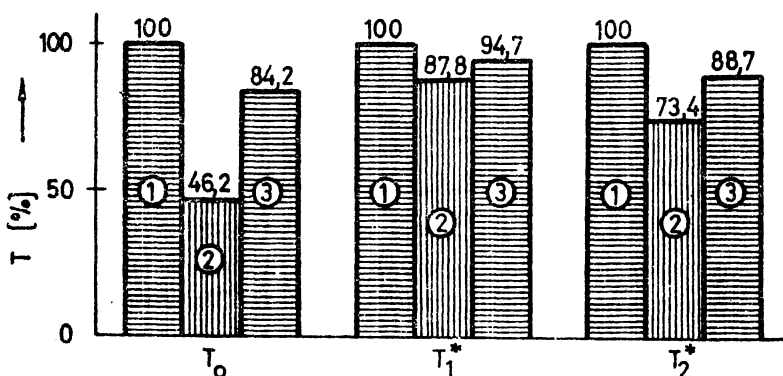


Fig.2.7

Aceeași concluzie defavorabilă pentru varianta constructivă cu cea mai largă aplicație se desprinde din analiza încălzirii arborilor și lagărelor transmisiei la funcționarea în sarcină (T_g) și în repaus (T_{g0}), cu toate repercusiunile corespunzătoare.

Singurul element care ar plede în favoarea soluției menționate, în afara simplității sale constructive, ar fi faptul că asigură o rezervă de capacitate de tracțiune ($\varphi_{\max} = 1,03\varphi$) față de valoarea acceptată în calcule, rezervă rezultată din creșterea odată cu tensionarea a valorii unghiului de înfășurare β_1 și uti-

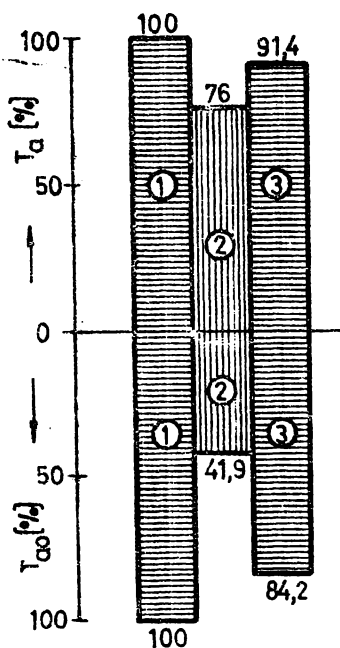


Fig. 2.8

lizabila în cazul unor suprasarcini.

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 de înfășurare β_1 rămâne constant, nu prezintă nici un fel de rezervă a capacității de tracțiune ($\varphi_{\max} = \varphi$).

Desigur că la acceptarea uneia sau a alteia din variantele analizate intră în discuție un însemnat număr de factori: disponibilitățile de gabarit, posibilitățile tehnologice, prețul de cost, siguranța în funcționare, pentru a-i aminti numai pe cei mai importanți. Completarea acestor criterii cu concluziile care se desprind din cele menționate anterior poate contribui într-o anumită măsură la stabilirea soluției optime.

2.5. Sisteme de tensionare cu acțiune automată

Apărute pe scara evoluției tehnicii la o dată mai recentă, sistemele de tensionare cu acțiune automată constituie soluția prin care se elimină carențele introduse de tensionarea permanentă. Mai puțin sau aproape deloc studiate, variantele constructive aparținând acestei categorii au început să pătrundă în construcția mașinilor unelte, a mașinilor prelucrătoare din industria lemnului, acționarea preselor de mare putere și în alte domenii ale construcției de mașini.

Ocuparea locului pe care îl merită este însă frînată de lipsa unor studii sistematice, unitare, care să conducă la fundamentarea bazelor teoretice ale construcției și funcționării lor. Aspecte parțiale au fost abordate în unele lucrări ale lui V.A. Svetlițki [S.21]; o tratare mai profundă este făcută pentru prima dată de prof. ar. ing. Nicolae Gheorghiu [G.4]. Pot fi amintite în continuare lucrările [G.5, H9, G.4, I2, I4, G.7] prin care contribuțiile la studiul STA sporesc, apropiindu-se pas cu pas de stadiul lor actual.

În cele ce urmează vor fi analizate clasele STA incluse în clasificarea de la § 2.1.

2.3.1. Sisteme de tensionare cu acționare automată comandate direct de momentul de torsiune rezistent (cu $\Delta \Lambda L = \text{var.}$).

Totalitatea sistemelor de tensionare aparținând acestei categorii pot fi reduse, din punct de vedere geometric la modelul din figura 2.9.

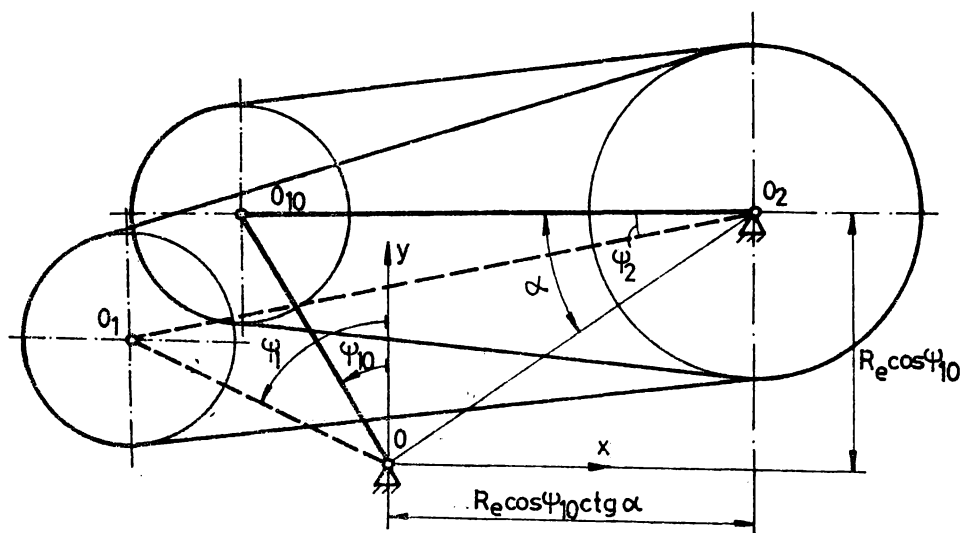


Fig. 2.9

Pe măsura rotirii brațului $\overline{OO_{10}} = R_e$ în raport cu axa Oz a sistemului ortogonal fix xOy (cu originea în punctul de articulație O și cu axa Ox orizontală), distanța între axe $\overline{O_1O_2} = A$ variază și în consecință lungimea elementului intermediar, înfășurat peste roțile de curea, crește.

Acceptînd notațiile din figura 2.9, distanța între axe, respectiv unghiul ψ_2 între poziția inițială și cea momentană a liniei centrelor pot fi exprimate prin relațiile :

$$\forall \psi_1 \in [\psi_{10}; \psi_{1\max}] \exists A = R_e \frac{\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1}{\cos \psi_2} \quad (2.34)$$

$$\Delta \psi_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\cos \psi_{10} - \cos \psi_1}{\cos \psi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \psi_1}$$

În situația particulară $\varphi_1 = \varphi_{10} \Rightarrow \varphi_2 = 0 \wedge A = A_0$ se obține :

$$\alpha = \arctg \frac{R_e \cos \varphi_{10}}{A_0 - R_e \sin \varphi_{10}} \quad (2.35)$$

Relațiile (2.34) și (2.35) permit exprimarea celorlalte elemente geometrice ale transmisiei :

$$\gamma = \arcsin \frac{(D_2 - D_1) \cos \varphi_2}{2R_e (\cos \varphi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \varphi_1)} ; \quad (2.36)$$

$$\beta_{1,2} = \pi \mp 2 \arcsin \frac{(D_2 - D_1) \cos \varphi_2}{2R_e (\cos \varphi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \varphi_1)}$$

Lungimea variabilă a elementului intermediar va fi :

$$L = \frac{2R_e (\cos \varphi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \varphi_1)}{\cos \varphi_2} - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2 \cos \varphi_2}{8R_e (\cos \varphi_{10} \operatorname{ctg} \alpha + \sin \varphi_1)} \quad (2.37)$$

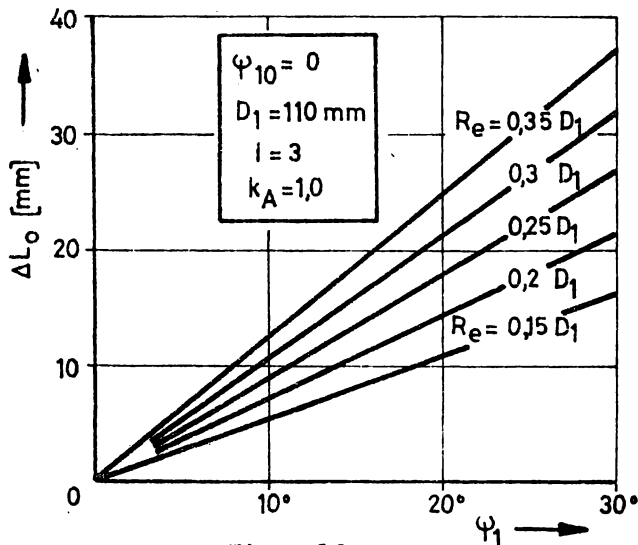


Fig. 2.10

În figura 2.10 este reprezentată dependența variației lungimii curelei în funcție de unghiul de poziție φ_1 pentru mai multe valori ale excentricității $R_e = f(D_1)$. Se constată că obținerea unei reacții rapide a STA implică valori relativ mari ale razei de excentricitate, cerință ce este necesar să fie confirma-

tă de cinetostatica sistemului.

Daă se are în vedere STA cu motor articulat excentric (sistem Poeschl - Austria, fig.1.11 b), echilibrul în raport cu punctul de articulație 0 al sistemului de forțe și momente (fig.2.11) permite scrierea ecuației :

$$T_{xa} R_e \cos(\psi_1 - \psi_2) - T_{ya} R_e \sin(\psi_1 - \psi_2) - G R_e \sin \psi_1 - M_{statoric} = 0. \quad (2.38)$$

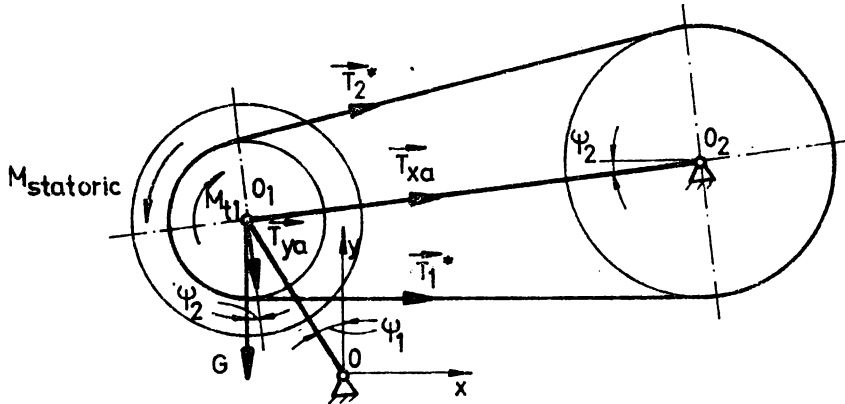


Fig.2.11

Substituind componentele reacțiunii pe arbore (v.rel.2.12), respectiv momentul statoric se obține :

$$(T_1^* + T_2^*) \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - (T_1^* - T_2^*) \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) - G \sin \psi_1 - (T_1^* - T_2^*) R_* = 0 \quad (2.38 \text{ a})$$

unde prin R_* : $-\frac{D_1}{2 R_e}$ s-a notat excentricitatea relativă a rezemării pendulare. Din relația (2.38 a) se poate explicita suma eforturilor active din ramurile transmisiei :

$$T_1^* + T_2^* = \frac{(T_1^* - T_2^*) [R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)] + G \sin \psi_1}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}, \quad (2.39)$$

precum și efortul inițial convențional ($2 T_0^* = T_1^* + T_2^*$) :

$$T_0^* = \frac{(T_1^* - T_2^*) [R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)] + G \sin \psi_1}{2 \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}. \quad (2.40)$$

Cum însă $T_1^* - T_2^* = F_t$, din (2.40), rezultă forța tangențială ce poate fi transmisă cu un efort inițial convențional T_0^* :

$$\forall T_0^* = \frac{\Delta L_0}{L_0} E_t A_c \exists F_t = \frac{2T_0^* \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - G \sin \psi_1}{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)} \quad (2.41)$$

Analiza relațiilor (2.39... 2.41) permite stabilirea unor prime concluzii privind construcția și funcționarea STA. Astfel, se constată că în repaus sau în timpul funcționării în gol greutatea sistemului oscilant redusă în punctul O_1 pretensionează inutil ramurile transmisiei întrucât

$$\lim_{F_t \rightarrow 0} (T_1^* + T_2^*) = \lim_{F_t \rightarrow 0} 2T_0^* = G \frac{\sin \psi_1}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}$$

De asemenea, forța tangențială capabilă este diminuată substanțial de efectul aceleiași greutăți. 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 :

$$T_{1,2}^* = F_t \frac{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) \pm \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{2 \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}; \quad (2.42)$$

$$F_t = \frac{2T_0^* \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)}$$

În această ipoteză coeficientul de tracțiune al transmisiei va fi dependent numai de geometria acesteia :

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0^*} = \frac{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)} \quad (2.43)$$

Rezultă evident că utilizarea întregii capacități de tracțiune a transmisiei, la un gabarit minim al STA sînt condiționate de realizarea unei valori biunivoc determinate pentru excentricitatea relativă. Afirmarea este confirmată și de rezultatele unei analize efectuate pe o transmisie caracterizată prin $D_1 = 110$ mm, $k_A = 1,0$ și $i = 3$, pentru care s-a acceptat $R_e \in \{0,15 D_1 ; 0,2 D_1 ; 0,25 D_1 ; 0,3 D_1 ; 0,35 D_1\}$.

În figura 2.12 sînt prezentate valorile principalilor parametri pentru $\psi_1 \in [0 ; 30^\circ]$. Se constată că utilizarea unei raze de excentric $R_e > 0,2 D_1$ este exclusă întrucît funcționarea transmisiei implică $\beta_{al} > \beta_1$. Pe de altă parte, forța tangențială capabilă prezintă tendința de plafonare pentru valori reduse ale ex-

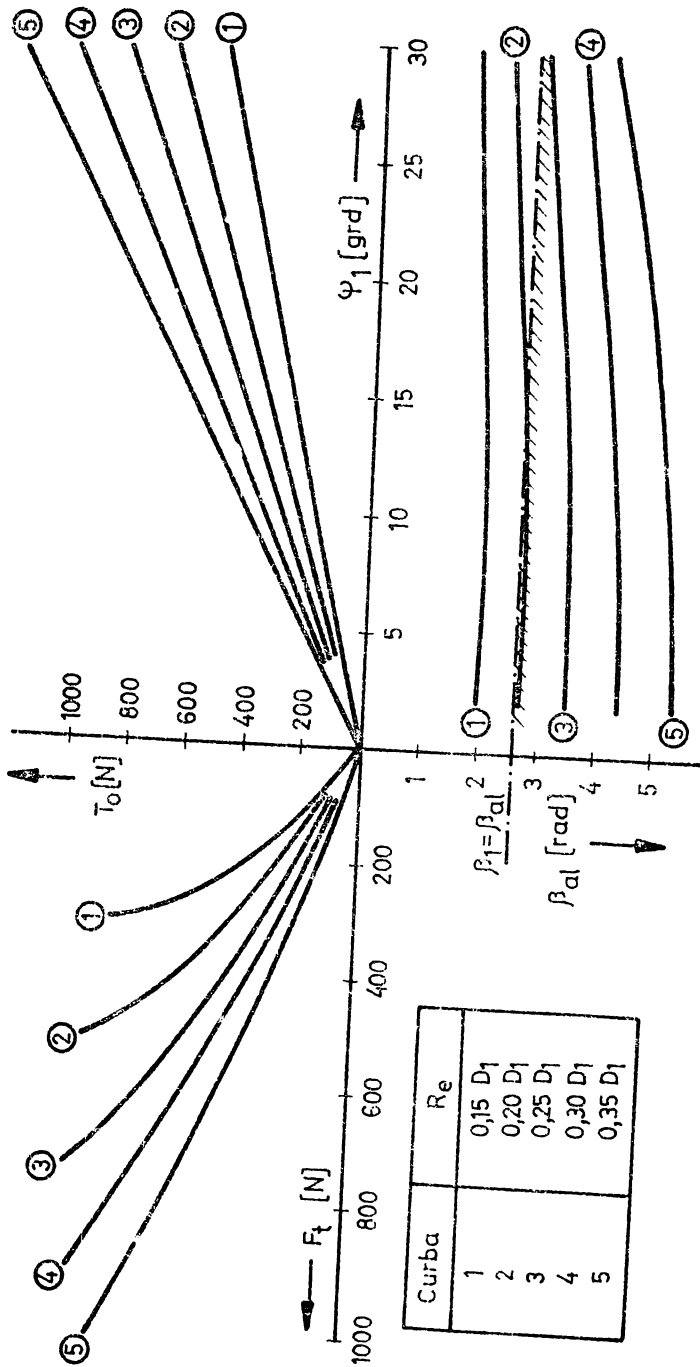


Fig 2.12

centricității relative (numărătorul relației (2.42 b) este implicit o funcție de R_g mai rapid crescătoare decât numitorul).

Stabilirea valorii optime a excentricității relative R_x , pentru un caz dat, necesită deci o analiză deosebit de atentă. Analiza, însă, comportă dificultăți deosebite prin faptul că majoritatea parametrilor geometrici și cinetostatici ai transmisiei sînt dependenți de valoarea momentană a unghiului de poziție φ_1 .

Pentru eludarea dificultăților anterior amintite se propune următoarea metodologie de lucru. 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 acceptînd 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 :

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

În consecință rezultă efortul inițial convențional ce se instalează în ramurile transmisiei în momentul $\beta_{1al} = \beta_{10}$ cît și creșterea lungimii elementului elastic în această situație :

$$T_0^* = \frac{F_t}{2\varphi_{\max}} ; (\Delta L)_{nec} = \frac{T_0^* L}{E_t A_c}$$

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

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

Intrucît există riscul ca în anumite situații $\beta_{1al} > \beta_1$ se acceptă că automatismul să aibă loc în jurul valorii $\varphi_1 \approx 0$, ceea ce presupune adoptarea unei valori inițiale $\varphi_1 = 0$. Soluționarea concretă a acestei condiții implică rezemarea subansamblului roți articulate excentric prin tampon limitativ în poziția dorită, pentru care se realizează și distanța inițială între axe A_0 .

În situația impusă, din relația (2.43) rezultă excentricitatea relativă a rezemării pendulare, cît și raza de excentric necesară :

$$R_* = \frac{\cos \Gamma_0}{\varphi_{\max}} ; \quad R_e = \frac{D_1}{2R_*}$$

Stabilirea valorii unghiului φ_{10} , care asigură condiția impusă anterior, are în vedere faptul că variația distanței între axe realizată pe calea rotirii brațului de excentric din poziția corespunzătoare unghiului φ_{10} , în scopul pentru care unghiul devine φ_1 , trebuie să depășească valoarea determinată anterior :

$$(\Delta A)_{ef} > (\Delta A)_{nec}$$

Acceptând consecutiv valori pentru unghiul φ_{10} , se determină unghiul de poziție φ_2 și implicit distanța A_{90} dintre axe pentru situația $\varphi_1 = 0$:

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{R_e (1 - \cos \varphi_{10})}{A_0} ; \quad A_{90} = A_0 \cos \varphi_2 + R_e \sin \varphi_{10}$$

pînă cînd

$$(\Delta A)_{ef} = A_{90} - A_0 \geq (\Delta A)_{nec}$$

Odată stabilită valoarea unghiului φ_{10} care satisface condițiile acceptate se pot stabili cu ușurință $\Delta \varphi_1$ din toate elementele caracteristice ale transmisiei.

Desigur că metodologia propusă implică un volum însemnat de calcule, care însă pot fi cu ușurință programate pe calculator. În figura 2.13 se prezintă una din posibilitățile de program ce poate fi stabilit și caume aceea care a fost utilizată pentru analiza cinetostatică a STA cu $\Delta \Delta L = \text{var}$.

Acceptînd aceleași date de intrare ca și la analiza transmisiei cu STP au rezultat, în urma rulării algoritmului propus, datele din extrasul de listing anexat. Pe baza acestuia s-au trasat diagramele din figurile 2.14 și 2.15 din care rezultă că automatismul are loc pentru valoarea $\varphi_1 = -2,5^\circ$.

O situație aparte o constituie sistemul de tensionare cu acțiune automată avînd în componență roți dințate planctare (fig. 1.9 b), sistem care aparține categoriei helizate.

Deci din punct de vedere geometric relațiile (2.34)...(2.37) nu-și modifică structura, cu condiția ca 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 2.16.

Ținînd seama de faptul că momentul de torsiune debitat de mo-

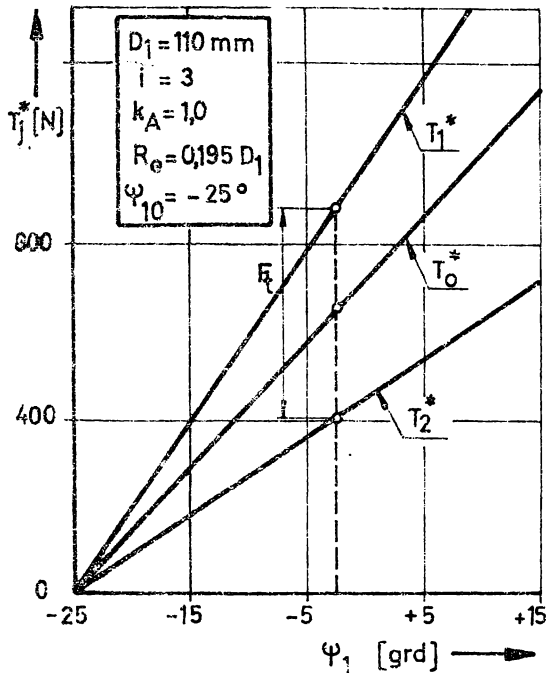


Fig.2.14

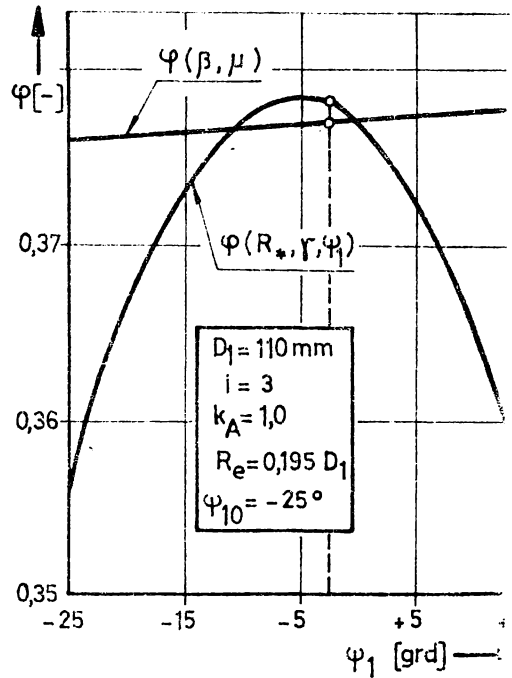


Fig.2.15

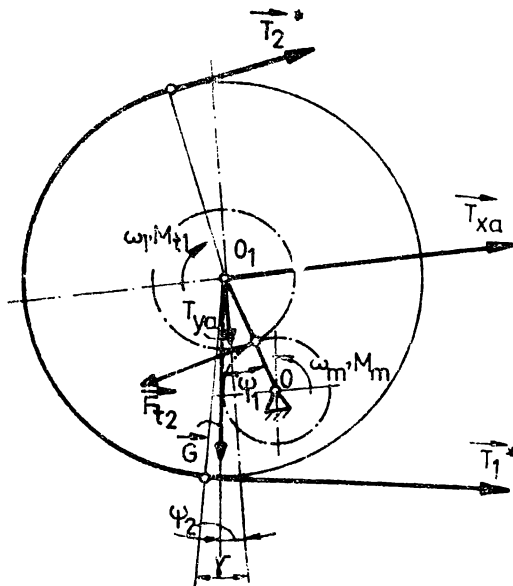


Fig.2.16

tor este dependent în ultima analiză de forța tangențială vehiculată de transmisia prin curea și raportul de transmitere al angrenajului planetar i_{rd} :

$$k_{rd} = \frac{T_1 - T_2}{T_2} \cdot \frac{D_1}{2} \quad (2.44)$$

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

$$\begin{aligned} & (T_1^* + T_2^*) R_e \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2) - (T_1^* - T_2^*) R_e \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) - \\ & - G R_e \sin \psi_1 - \frac{T_1^* - T_2^*}{r_{w1}} \cdot \frac{D_1}{2} = 0. \end{aligned} \quad (2.45)$$

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

$$T_{1,2}^* = F_t \frac{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2) \pm \cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}, \quad (2.46)$$

pe cînd efortul inițial convențional va avea expresia :

$$T_o^* = F_t \frac{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)}{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}. \quad (2.47)$$

Valoarea coeficientului de tracțiune în cazul considerat :

$$\varphi = \frac{\cos \gamma \cos(\psi_1 - \psi_2)}{R_* + \sin \gamma \sin(\psi_1 - \psi_2)}, \quad \text{unde } R_* = \frac{D_1(1 - i_{rd})}{2a},$$

comparată cu valoarea exprimată prin relația (2.43), 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 decît unitatea. De asemenea, excentricitatea relativă este influențată și de distanța între axe acceptată pentru angrenajul planetar.

Această observație permite extinderea rezultatelor obținute în analiza STA cu rezemare excentrică a motorului și în situația de față, cu condiția substituirii în toate relațiile stabilite a termenului R_* prin noua valoare a excentricității relative. Chiar mai mult, constatarea anterioară poate diminua sensibil volumul testelor experimentale prin care se poate confirma justetea ipotezelor avansate.

În acest scop s-a proiectat și realizat STA cu roți planetare din figura 2.17, care constă din carcasa (1) a roților dințate, ce îndeplinește simultan și funcția de braț port-satelit. Roțile dințate, condusă (3) dispusă în consolă pe arborele (4) al grupului c, simulează consumatorul și motoare (2) - solidară cu roata de curea (5), au fost realizate într-o alternativă constructivă ce permite interschimbabilitatea lor totală.

Pentru a se putea verifica influența pe care o are valoarea raportului de transmitere i_{rd} asupra comportării STA și a transmi-

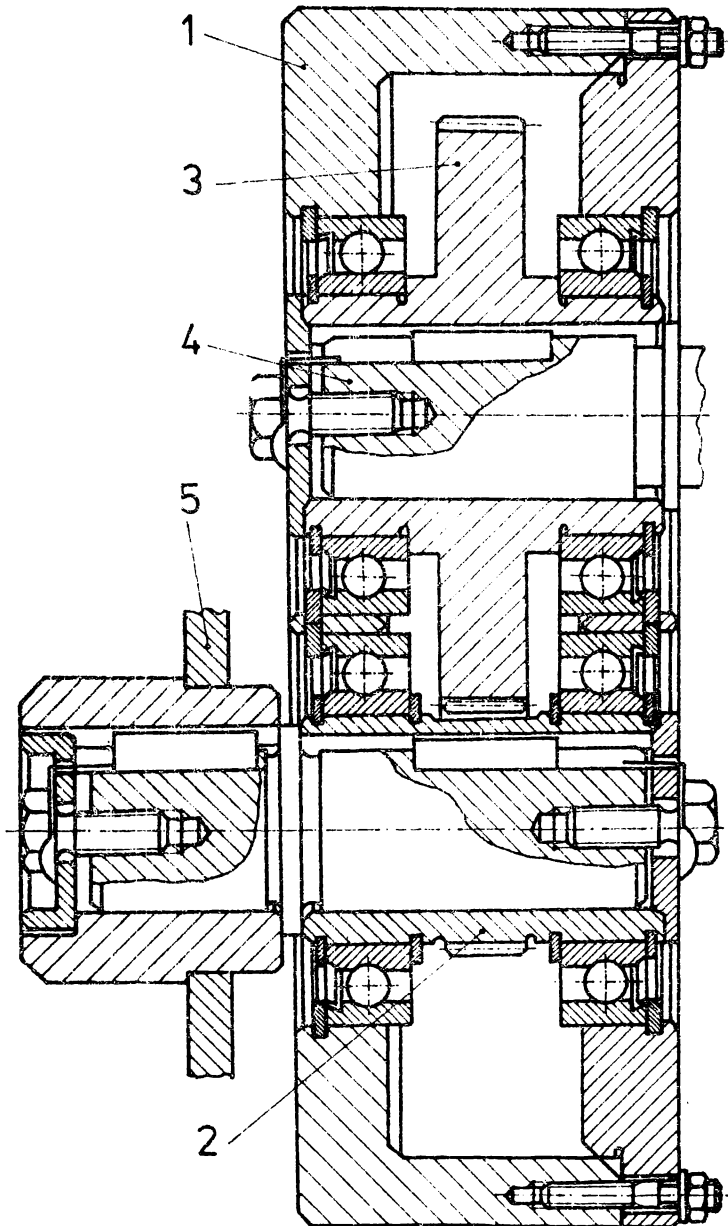


Fig 2.17

siei prin curea în general, roțile dințate au fost concepute și realizate în șapte alternative dimensionale, care împerecheate în mod corespunzător, permit obținerea a tot atâtea variante pentru raportul de transmitere (v. tab. 2.1).

Tabelul 2.1

Numărul de dinți z_1 al roții dințate motoare.	42	52	62	71	80	90	100
Numărul de dinți z_2 al roții dințate conduse.	100	90	80	71	62	52	42
Raportul de transmitere i_{rd} realizat.	2,38	1,73	1,29	1,0	0,775	0,577	0,42

Carcasa dispozitivului a fost confecționată din Al-Si spre a diminua greutatea sistemului oscilant și pentru a facilita în acest mod operația de echilibrare statică.

Proiectarea a avut în vedere faptul că una din etapele experimentale urma să se realizeze pe mașina de rectificat interior $\alpha 180$ și în consecință atât arborele motor cât și roțile de curea trebuie să se adapteze cotelor de legătură impuse de mașina menționată.

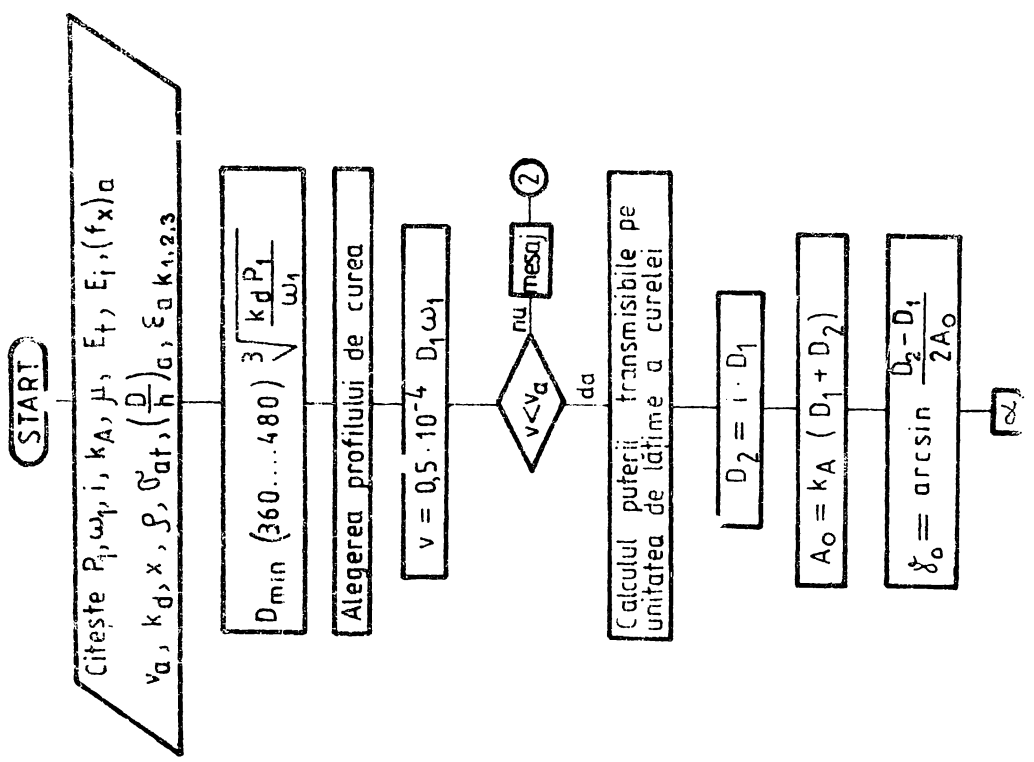
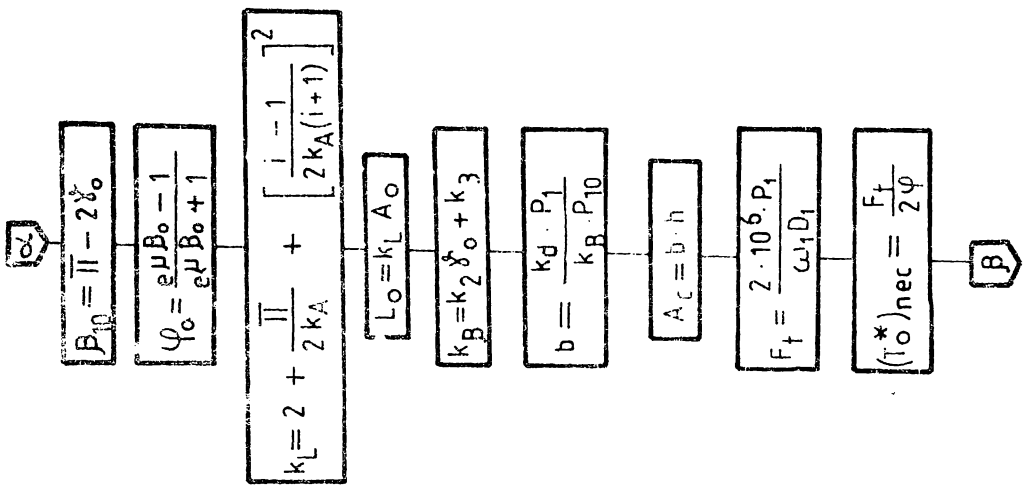
Această restricție a impus alegerea unei distanțe între axe $A_{rd} = R_g = 71$ mm pentru angrenajul planetar, pentru un modul $m = 1$ mm și $z_1 + z_2 = 142$ dinți.

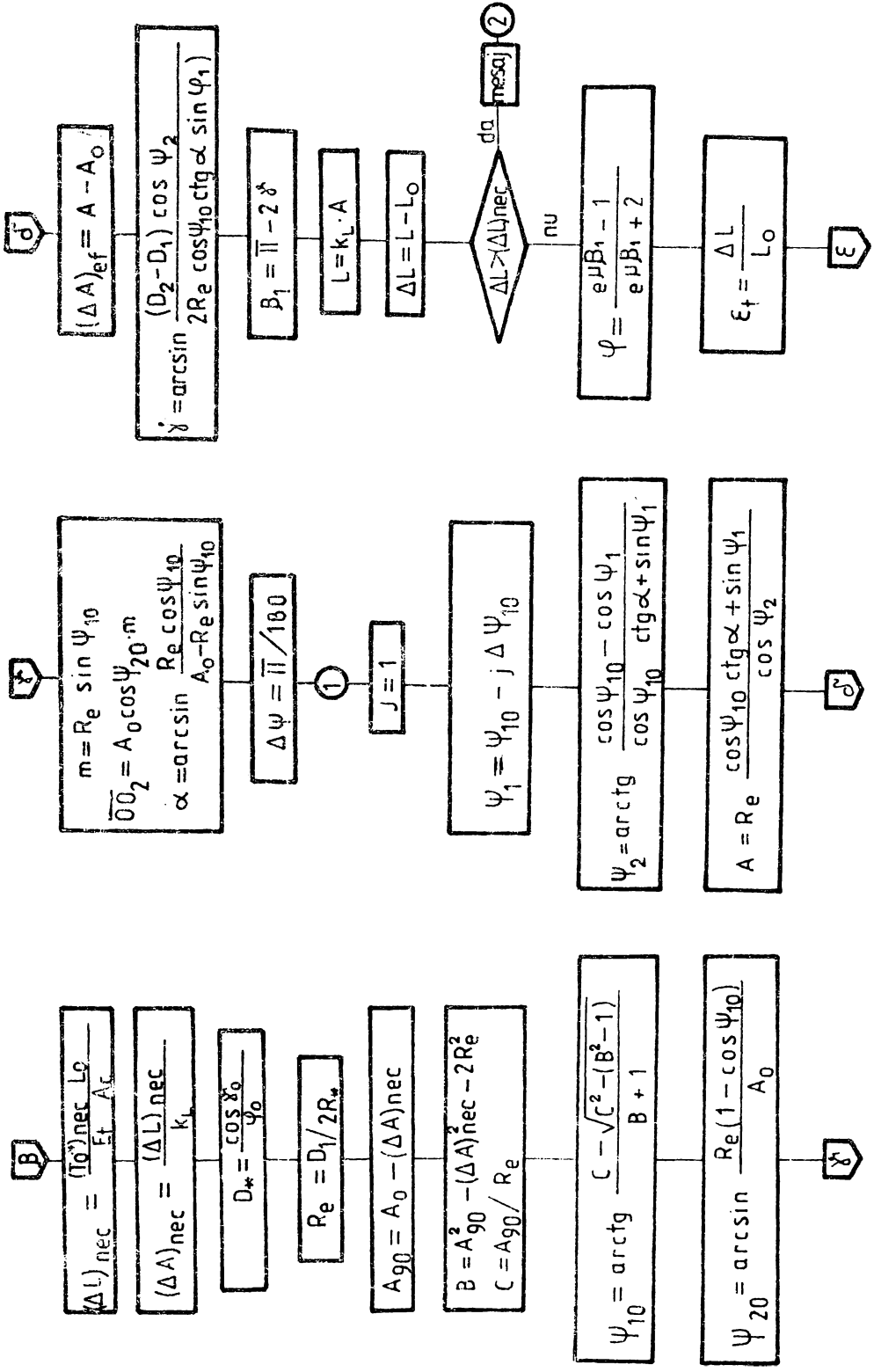
În stabilirea soluției constructive s-a avut de asemenea în vedere posibilitatea plasării STA atât în amonte de transmisia prin curea, cât și în aval de aceasta.

Rezultatele obținute în urma încercării STA pe simulator și pe mașina anterior menționată sînt prezentate în capitolul 5.

Un alt aspect deosebit de important, a cărui abordare nu poate fi evitată, este acela al proiectării, pentru o situație dată, a STA din categoria celor analizate. Necesitatea rezolvării acestei probleme este impusă în primul rînd de inexistența în literatura de specialitate a elementelor teoretice corespunzătoare.

În figura 2.18 se prezintă algoritmul de calcul pentru o transmisie prin curea prevăzută cu STA. Programul a fost testat pe un număr de exemple și a dat satisfacție.





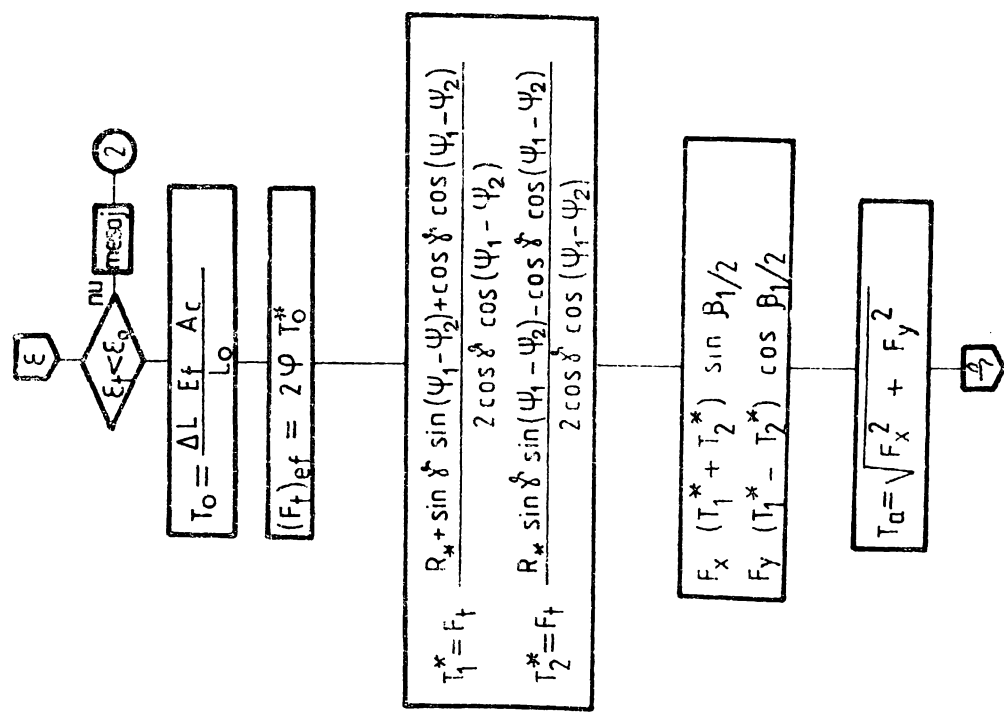
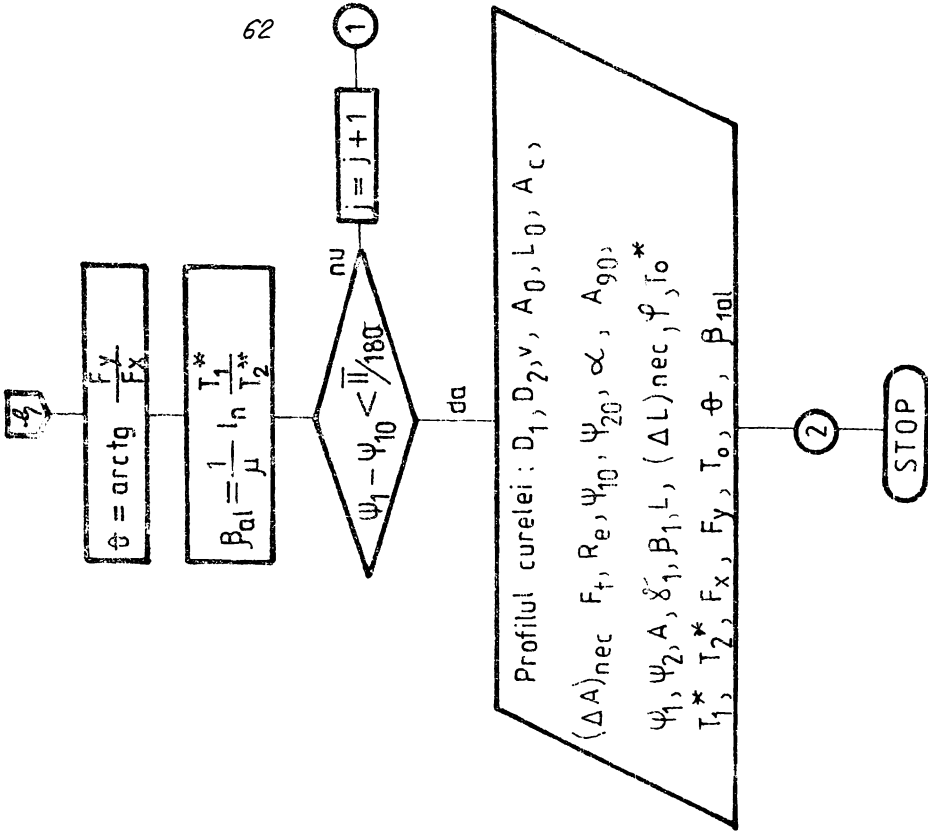


Fig 2.18

PROGRAM PENTRU PROIECTAREA TRANSMISIEI PRIN CUREA LATA
MULTISTRAT.DOTATA CU SISTEM DE TENSIONARE CU MOTOR ARTICULAT
EXCENTRIC

Transmisia va trebui sa utilizeze o curea profil 10V.

Parametrii transmisiei sînt:

-Puterea motorului	P1= 4.0 kW
-Viteza unghiulara	$\omega_{e1}= 150 \text{ rad/s}$
-Raportul de transmitere	$i1= 3.00$
-Diametrul rotii motoare	D1= 110 mm
-Diametrul rotii conduse	D2= 330 mm
-Viteza periferica a curelei	$v2= 8.29 \text{ m/s}$
-Distanța initiala între axe	A0= 440 mm
-Lungimea initiala a curelei	L0= 1599 mm
-Lățimea curelei	b = 50 mm
-Aria secțiunii transversale prin curea	Ac= 45 mm ²
-Forța tangentială transmisă	Ft= 484.8 N
-Variația distanței între axe	$\Delta A= 8.40$
-Raza de excentric	Re= 21.36 mm
-Unghiul inițial de poziție	$\psi_{i10}= 23.18 \text{ grade}$
-Unghiul inițial de poziție	$\psi_{i20}= 0.224 \text{ grade}$
-Unghiul	$\alpha = 2.564 \text{ grade}$
-Distanța	A90 = 448.40 mm
-Unghiul final	$\psi_{i1}= 0.1875 \text{ grade}$
-Unghiul final	$\psi_{i2}= 1.46E-5 \text{ grade}$
-Coeficientul de tracțiune efectiv	$\eta = 0.3758$
-Efortul inițial	T0= 639.3 N
-Efortul din ramura motoare	T1= 879.6 N
-Efortul din ramura condusă	T2= 399.0 N
-Raportul eforturilor din ramuri	T1/T2= 2.204
-Forța tangentială realizată	Ftef= 480.55 N
-Distanța finală între axe	A = 448.33 mm
-Unghiul final de înfășurare pe roata motoare	$\beta = 150.95 \text{ grade}$
-Lungimea finală a curelei	L = 1628.93 mm
-Variația lungimii curelei	$\Delta L = 30.28 \text{ mm}$
-Unghiul ramurii cu linia centrelor	$\gamma_{a1} = 145.24 \text{ grade}$
-Unghiul de alunecare	$\beta_{a1} = 150.96 \text{ grade}$
-Unghiul reacțiunii cu linia centrelor	$\tau_{e1} = 5.56 \text{ grade}$
-Componenta după linia centrelor a reacțiunii	Fx= 1237.75 N
-Componenta după normală la linia centrelor a reacțiunii	Fy= 120.52 N
-Reacțiunea pe arbori	Ta= 1243.60 N

** TRANSMISIA INDEPLINESTE TOATE CONDITIILE IMPUSE **

2.3.2. Sistemul de tensionare cu acțiune automată comandat indirect de momentul de torsiune rezistent.

Soluția constructivă reprezentativă și în același timp cea mai evoluată a acestei familii o constituie sistemul imaginat de A.Leyer [L.2], prezentat în figura 1.12 b.

La 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 a cadrului rigid port-rol. Schimbarea poziției cadrului are ca efect creșterea lungimii conturului înfășurat de curea, lucru ce nu se poate realiza, deoarece distanța între axe este constantă, decât pe seama întinderii (tensionării) elementului intermediar.

Cu toate avantajele esențiale pe care le oferă, aplicarea pe scară largă a STA a fost întârziată de faptul că nici autorul său și nici alți cercetători nu au identificat particularitățile sale funcționale, nu au stabilit metode adecvate de calcul care să permită utilizarea acestuia în situații concrete.

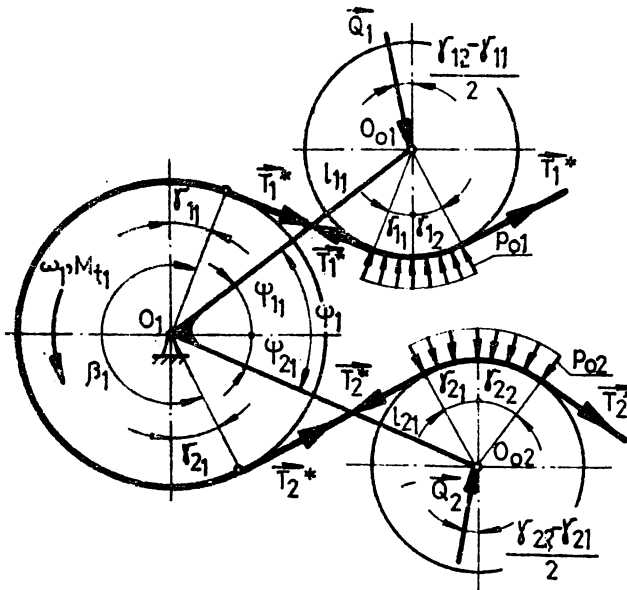


Fig.2.19

Eliminarea acestor carențe a constituit obiectul unor investigații întreprinse de autor [G.5 ; I.2 ; I.3], al căror rezultate sînt materializate în cele ce urmează.

Considerînd sistemul roată motoare-cadru rigid-rolă, din figura 2.19, echilibrat static și neglijînd frecările din cuplele cinematice de rotație, analiza echilibrului dinamic al fiecărei din cele două role pune în evidență existența relațiilor :

$$\begin{aligned} Q_1 &= 2T_1^* \sin \frac{r_{11} + r_{12}}{2}; \\ Q_2 &= 2T_2^* \sin \frac{r_{21} + r_{22}}{2}. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Extinzîndu-se analiza și asupra suportului port-rolă detașat din sistemul material menționat, condiția de echilibru, în absența frecărilor din reazemul O_1 poate fi exprimată prin relația :

$$Q_1 l_{11} \cos [0,5(r_{11} - r_{12}) - \varphi_{11}] = Q_2 l_{21} \cos [0,5(r_{21} - r_{22}) - \varphi_{21}]. \quad (2.50)$$

Substituind relația (2.49) în (2.50) se poate obține ecuația :

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \frac{l_{21}}{l_{11}} \cdot \frac{\sin 0,5(r_{21} + r_{22}) \cos [0,5(r_{21} - r_{22}) - \varphi_{21}]}{\sin 0,5(r_{11} + r_{12}) \cos [0,5(r_{11} - r_{12}) - \varphi_{11}]}, \quad (2.51)$$

ce exprimă dependența raportului eforturilor din ramurile transmisiei de geometria acesteia. Prin transformări succesive (2.51) poate fi adusă și la forma :

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \frac{l_{21}}{l_{11}} \cdot \frac{\sin(r_{22} - \varphi_{21}) + \sin(r_{21} + \varphi_{21})}{\sin(r_{12} - \varphi_{11}) + \sin(r_{11} + \varphi_{11})}. \quad (2.51a)$$

Studiul ecuației (2.51) pune în evidență unele situații funcționale care trebuie evitate și anume :

$$\forall \sin 0,5(r_{11} + r_{12}) \rightarrow 0 \iff r_{11,12} \rightarrow \mp \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} \exists T_1^*/T_2^* \rightarrow \infty$$

$$\forall \cos [0,5(r_{12} - r_{11}) - \varphi_{11}] \rightarrow 0 \iff r_{12} - r_{11} - 2\varphi_{11} \rightarrow \pi \exists T_1^*/T_2^* \rightarrow \infty$$

Cele două situații corespund primului momentului în care ramura trăgătoare a transmisiei devine tangentă la roțile motoare și condusă, iar cea de a doua este imposibilă din punct de vedere geometric. De asemenea cazurile :

$$\sqrt{\sin 0,5(\gamma_{21} + \gamma_{22})} \rightarrow 0 \exists T_1^* / T_2^* \rightarrow 0$$

$$\sqrt{\cos [0,5(\gamma_{22} - \gamma_{11}) - \psi_{21}]} \rightarrow 0 \exists T_1^* / T_2^* \rightarrow 0$$

nu sînt posibile în nici unul din momentele funcționării STA.

În vederea aprofundării influenței pe care o au parametrii geometrici asupra funcționării STA, s-a procedat în continuare la sinteza dimensională a unei transmisii prin curea prevăzută cu sistem de tensionare cu role cu acțiune antagonistă (fig.2.20). Prin aplicarea succesivă a metodei poligoanelor vectoriale se pot stabili interdependențele ce urmează.

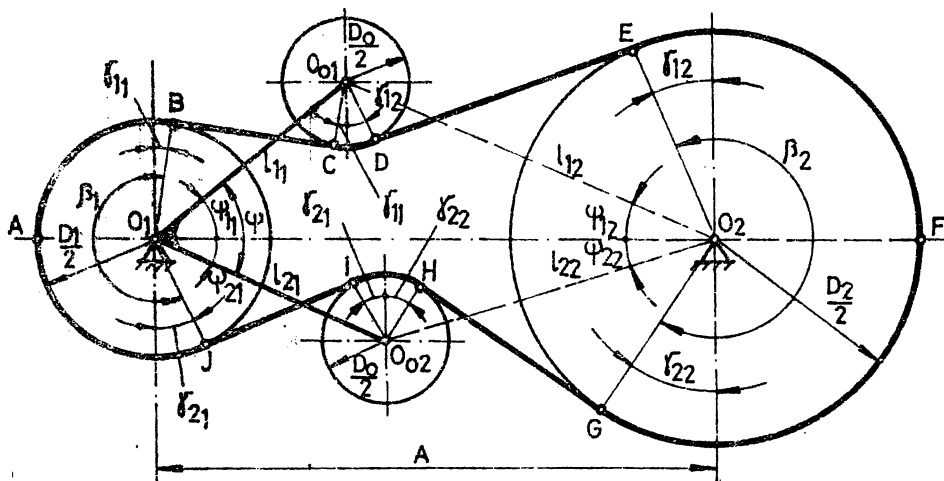


Fig.2.20

Pentru conturul poligonal închis $O_1 B C O_{01}$, din sistemul de ecuații rezultat prin proiectarea laturilor sale pe direcția $O_1 C_{01}$, respectiv pe normala la aceasta

$$\begin{cases} \frac{D_1 + D_0}{2} \sin(\gamma_{11} + \psi_{11}) + \overline{BC} \cos(\gamma_{11} + \psi_{11}) = l_{11} \\ \frac{D_1 + D_0}{2} \cos(\gamma_{11} + \psi_{11}) - \overline{BC} \sin(\gamma_{11} + \psi_{11}) = 0, \end{cases}$$

rezultă mărimile considerate necunoscute :

$$\begin{cases} \gamma_{11} = \arcsin \frac{D_1 + D_0}{2 l_{11}} - \psi_{11}; \\ \overline{BC} = \frac{D_1 + D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{11} + \psi_{11}). \end{cases} \quad (2.50)$$

Procedând similar pentru conturul $O_{01}DEO_2$, pentru care sistemul de ecuații stabilit în urma proiectării laturilor pe direcțiile $\overline{O_{01}C_2}$ și pe normala ei este :

$$\begin{cases} \frac{D_2+D_0}{2} \sin(\gamma_{12}+\psi_{12}) + \overline{DE} \cos(\gamma_{12}+\psi_{12}) = l_{12}; \\ \frac{D_2+D_0}{2} \cos(\gamma_{12}+\psi_{12}) - \overline{DE} \sin(\gamma_{12}+\psi_{12}) = 0, \end{cases}$$

se pot explicita mărimile :

$$\begin{cases} \gamma_{12} = \arcsin \frac{D_2+D_0}{2l_{12}} - \psi_{12}; \\ \overline{DE} = \frac{D_2+D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{12}+\psi_{12}). \end{cases} \quad (2.53)$$

Dacă se are în vedere conturul $C_1O_{01}C_2$ pentru care prin proiectarea laturilor pe $\overline{O_1C_2}$ și pe normala sa se obțin relațiile :

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

din care se explicitază mărimile acceptate drept necunoscute :

$$\begin{cases} \psi_{12} = \arcsin \frac{l_{11} \sin\psi_{11}}{A - l_{11} \cos\psi_{11}}; \\ l_{12} = l_{11} \frac{\sin\psi_{11}}{\sin\psi_{12}}. \end{cases} \quad (2.54)$$

În mod identic, pentru contururile poligonale situate sub linia centrelor și anume O_1JIO_{02} , $O_{02}HGO_2$ respectiv $C_1O_{02}C_2$ se obțin perechile de relații :

$$\begin{cases} \gamma_{21} = \arcsin \frac{D_1+D_0}{2l_{21}} - \psi_{21}; \\ \overline{IJ} = \frac{D_1+D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{21}+\psi_{21}); \end{cases} \quad (2.55)$$

$$\begin{cases} \gamma_{22} = \arcsin \frac{D_2+D_0}{2l_{22}} - \psi_{22}; \\ \overline{HG} = \frac{D_2+D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{22}+\psi_{22}); \end{cases} \quad (2.56)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_{22} = \text{arc tg } \frac{l_{21} \sin \psi_{21}}{A - l_{21} \cos \psi_{21}} ; \\ l_{22} = l_{11} \frac{\sin \psi_{21}}{\sin \psi_{22}} . \end{array} \right. \quad (2.57)$$

Relațiile (2.52)...(2.57), printr-o prelucrare convenabilă, pot fi aduse la forma :

$$\begin{aligned} \gamma_{11} &= \text{arc sin } \frac{D_1 + D_0}{2l_{11}} - \psi_{11} \quad ; \quad \gamma_{21} = \text{arc sin } \frac{D_1 + D_0}{2l_{21}} - \psi_{21} ; \\ \overline{BC} &= \left[l_{11} - \frac{1}{4} (D_1 + D_0)^2 \right]^{1/2} ; \quad \overline{IJ} = \left[l_{21} - \frac{1}{4} (D_1 + D_0)^2 \right]^{1/2} ; \\ \psi_{12} &= \text{arc sin } \frac{l_{11} \sin \psi_{11}}{(A^2 - 2Al_{11} \cos \psi_{11} + l_{11}^2)^{1/2}} ; \\ \psi_{22} &= \text{arc sin } \frac{l_{21} \sin \psi_{21}}{(A^2 - 2Al_{21} \cos \psi_{21} + l_{21}^2)^{1/2}} ; \\ l_{12} &= (A^2 - 2Al_{11} \cos \psi_{11} + l_{11}^2)^{1/2} ; \quad l_{22} = (A^2 - 2Al_{21} \cos \psi_{21} + l_{21}^2)^{1/2} ; \quad (2.58) \\ \gamma_{12} &= \text{arc sin } \frac{D_2 + D_0}{2l_{12}} - \text{arc sin } \frac{l_{11} \sin \psi_{11}}{(A^2 - 2Al_{11} \cos \psi_{11} + l_{11}^2)^{1/2}} ; \\ \gamma_{22} &= \text{arc sin } \frac{D_2 + D_0}{2l_{22}} - \text{arc sin } \frac{l_{21} \sin \psi_{21}}{(A^2 - 2Al_{21} \cos \psi_{21} + l_{21}^2)^{1/2}} ; \\ \overline{DE} &= \left[A^2 - 2Al_{11} \cos \psi_{11} + l_{11}^2 - \frac{1}{4} (D_2 + D_0)^2 \right]^{1/2} ; \\ \overline{HG} &= \left[A^2 - 2Al_{21} \cos \psi_{21} + l_{21}^2 - \frac{1}{4} (D_2 + D_0)^2 \right]^{1/2} . \end{aligned}$$

Se constată că în totalitatea lor, relațiile (2.58) sînt dependente pe de o parte de mărimi geometrice ce se stabilesc în etapa preliminară de calcul a transmisiei și anume D_1, D_2 și A , pe de altă parte de dimensiuni cum ar fi diametrul rozelor (D_0), lungimea brațelor port-role (l_{11}, l_{21}) și unghiul dintre aceste

($\Psi = \Psi_{11} + \Psi_{12}$), a căror alegere arbitrară poate avea implicații constructive și funcționale nefaste.

O primă analiză asupra acestor dimensiuni permite să se desprindă următoarele concluzii :

- Diametrul rozelor este limitat inferior de starea de tensiune a curelei ($\sigma_1 = \frac{2h E_1}{D_0}$) la înfășurarea pe rolă și superior de gabaritul transversal al transmisiei, motive pentru care limitele raționale de valori pentru această mărime ar fi :

$$D_0 \in [0,75 D_1 ; 1,25 D_1]. \quad (2.59)$$

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 :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{11} + \sigma_m \leq \sigma_{at};$$

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

$$A - 0,5 (D_2 + D_0) > l_{11} > 0,5 (D_1 + D_0). \quad (2.60)$$

Cum însă intensitatea forțelor de inerție, ce influențează neuniformitatea rotirii cadrului rigid, în regim tranzitoriu, este condiționată și de lungimea brațelor, domeniul de variație al acestei mărimi a fost acceptat :

$$l_{11,21} \in [0,55 (D_1 + D_0); 0,75 (D_1 + D_0)]; \quad (2.61)$$

- Capacitatea de tracțiune a transmisiei este influențată în măsură covârșitoare 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-rola.

Pe de altă parte, acest unghi este limitat inferior de condiția ca cele două role să nu se intersecteze și superior de creșterea gabaritului transversal al transmisiei peste $(1,5 \dots 2,0) D_2$. Intersectînd mulțimile valorilor rezultate din aceste restricții se ajunge la intervalul :

$$\psi \in [\psi_{\min}; \psi_{\max}] \cup \psi_{\min} = 2 \arcsin \frac{D_0}{2l_{11}} \wedge \psi_{\max} = 2 \arcsin \frac{D_1 + D_0}{2l_{11}}. \quad (2.62)$$

Date fiind limitele acceptate anterior pentru principalele elemente geometrice ce caracterizează STA, în figurile 2.21 și 2.22 s-a reprezentat dependența (2.51) a raportului între eforturile active din ramurile transmisiei (T_1^*/T_2^*) funcție de cîtul valorii momentane a unghiului brațului port-rolă O_1O_{01} față de linia centrelor (ψ_{11}) la unghiul pe care îl fac brațele port-role (ψ).

Se constată că pe măsura creșterii lungimii brațului port-role ($l_{11} = l_{21}$ - fig.2.21), respectiv a unghiului între brațe (ψ - fig.2.22) o anumită valoare T_1^*/T_2^* este atinsă după o rotire relativ mai mică a brațului $\overline{O_1O_{01}}$.

Pe baza sintezei dimensionale a STA, se poate urmări modul în care variază lungimea conturului înfășurat de curea. Conforma figurii 2.20, acest contur se poate exprima drept sumă a segmentelor parțiale AB...JA. Ținînd seama și de relațiile (2.52)...(2.57) rezultă în cele din urmă :

$$L = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{D_1 + D_0}{2} (r_{11} + r_{21}) + \frac{D_1 + D_0}{2} [\operatorname{ctg}(r_{11} + \psi_{11}) + \operatorname{ctg}(r_{21} + \psi_{21})] + \frac{D_2 + D_0}{2} (r_{12} + r_{22}) + \frac{D_2 + D_0}{2} [\operatorname{ctg}(r_{12} + \psi_{12}) + \operatorname{ctg}(r_{22} + \psi_{22})]. \quad (2.63)$$

Se constată că o parte a termenilor relației (2.63) sînt constanți, iar ceilalți sînt dependenți de poziția momentană a brațelor port-role, astfel încît lungimea conturului înfășurat de curea se poate scrie :

$$L = L_c + L_v \neq \text{const}, \quad (2.64)$$

în care s-a notat :

$$L_c = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{D_1 + D_0}{2} (r_{11} + r_{21}) + \frac{D_1 + D_0}{2} [\operatorname{ctg}(r_{11} + \psi_{11}) + \operatorname{ctg}(r_{21} + \psi_{21})], \quad (2.65)$$

$$L_v = \frac{D_2 + D_0}{2} (r_{12} + r_{22}) + \frac{D_2 + D_0}{2} [\operatorname{ctg}(r_{12} + \psi_{12}) + \operatorname{ctg}(r_{22} + \psi_{22})].$$

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 :

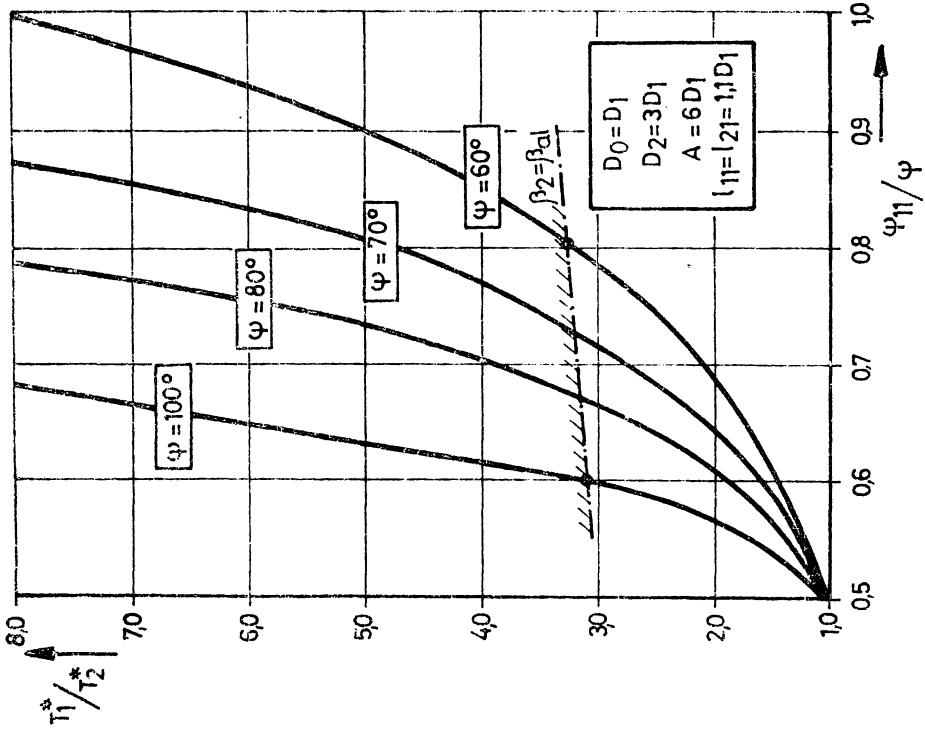


Fig.2.22

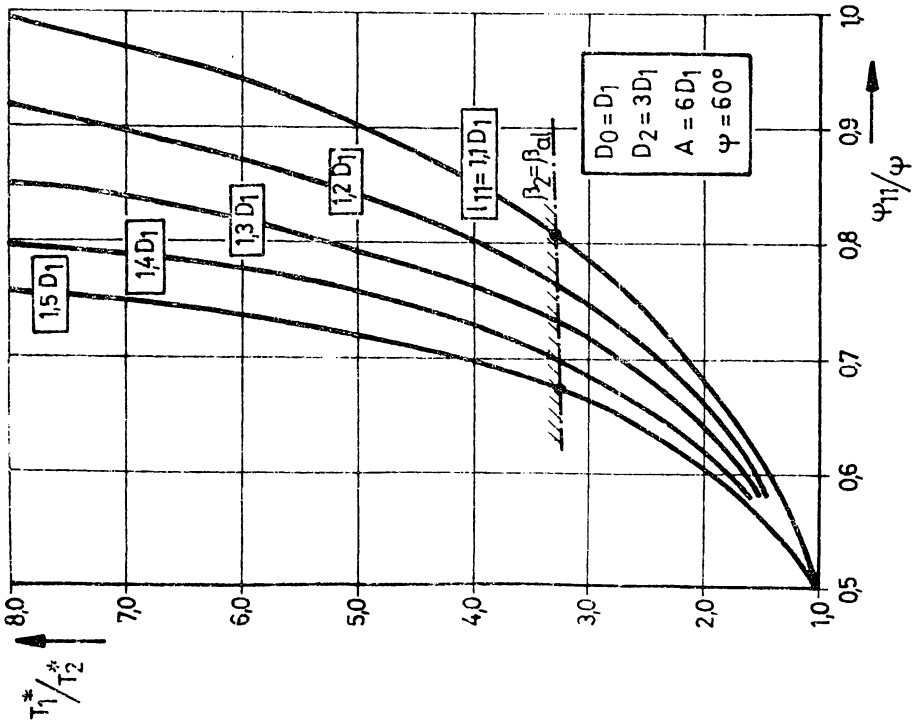


Fig.2.21

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

care, după înlocuirea expresiilor (2.58), devine :

$$\Delta L = \frac{D_2 + D_0}{2} [\gamma_{12}'' + \gamma_{22}'' + \operatorname{ctg}(\gamma_{12}'' + \varphi_{12}'') + \operatorname{ctg}(\gamma_{22}'' + \varphi_{22}'') - \gamma_{12}' - \gamma_{22}' - \operatorname{ctg}(\gamma_{12}' + \varphi_{12}') - \operatorname{ctg}(\gamma_{22}' + \varphi_{22}')].$$

Se constată că pentru o valoare constantă a pasului $\Delta\varphi_{11}$ variația lungimii curelei crește cu diametrul roții conduse D_2 ($D_2 = i D_1$) și implicit cu creșterea distanței între axe $A [A = k_A D_1 (i+1)]$ a transmisiei.

Acceptînd limitele de variație (2.59)...(2.62) pentru principalele mărimi geometrice ce caracterizează STA, dependența teoretică L/D_1 funcție de cîtul între valcarea momentană a unghiului φ_{11} și unghiul brațelor port-rolă φ_1 este prezentată în figurile 2.23 și 2.24. În figura 2.23 curbele trasate pentru mai multe valori ale unghiului φ_1 au o alură asemănătoare și sînt limitate ca extindere de momentul în care ramura motoare devine tangentă la roțile transmisiei. Similar, în figura 2.24 familia de curbe trasate pentru diferite valori ale lungimii brațului port-rolă prezintă același caracter.

Este de subliniat faptul că dependențele anterioare sînt stabilite fără a se ține seama de condiția de rezistență a elementului intermediar, condiție care restrînge în mare măsură domeniul de existență al funcțiilor reprezentate.

Cea mai severă restricție este însă condiția $\beta_{1,2} \leq \beta_{al}$.

Semnificativă este și reunirea dependențelor T_1^*/T_2^* și L/D_1 funcție de același parametru adimensional φ_{11}/φ în figura 2.25.

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 ($\sigma_{1,2}$):

$$\Delta L (\sigma_0^*) = \Delta L (\sigma_1, \sigma_2, v). \quad (2.66)$$

Acceptînd, pentru lungimea ramurilor libere ale transmisiei, notațiile :

$$l_1 = \frac{D_1 + D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{11} + \varphi_{11}) + \frac{D_0}{2} (\gamma_{11} + \gamma_{12}) + \frac{D_2 + D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{12} + \varphi_{12})$$

$$l_2 = \frac{D_1 + D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{21} + \varphi_{21}) + \frac{D_0}{2} (\gamma_{21} + \gamma_{22}) + \frac{D_2 + D_0}{2} \operatorname{ctg}(\gamma_{22} + \varphi_{22}) \quad (2.67)$$

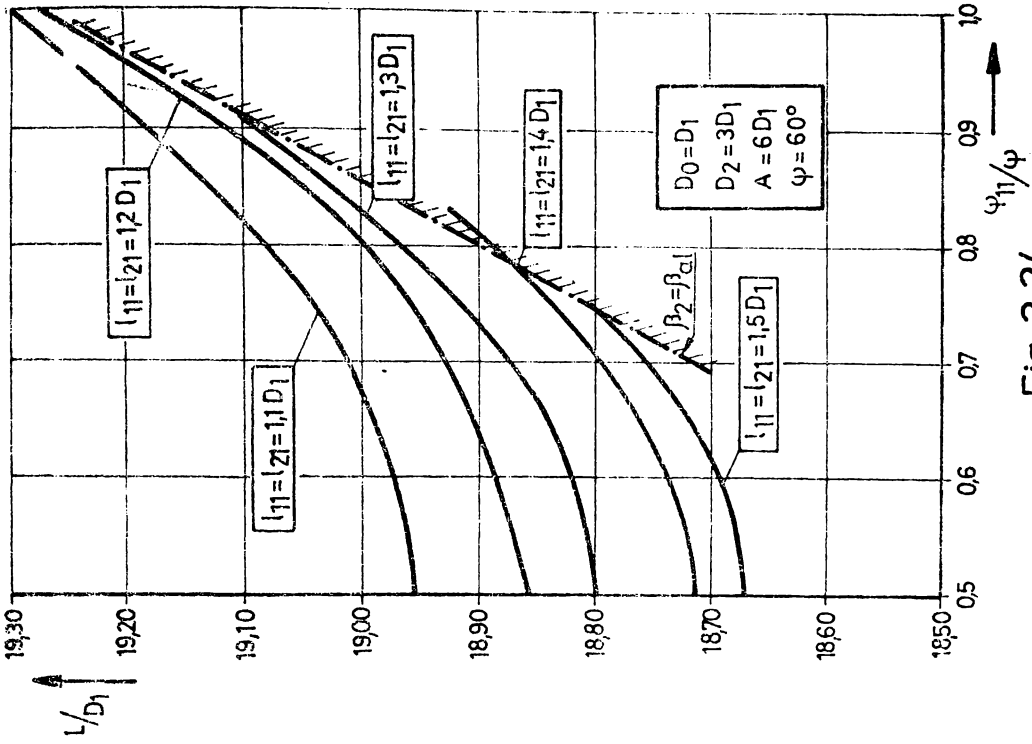


Fig. 2.24

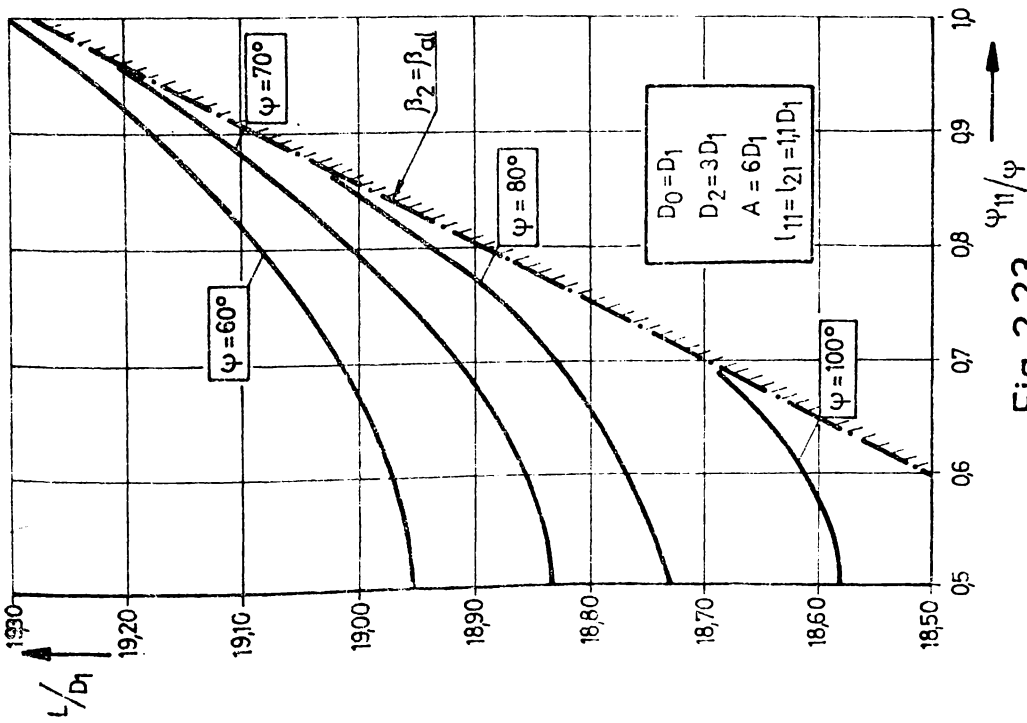


Fig. 2.23

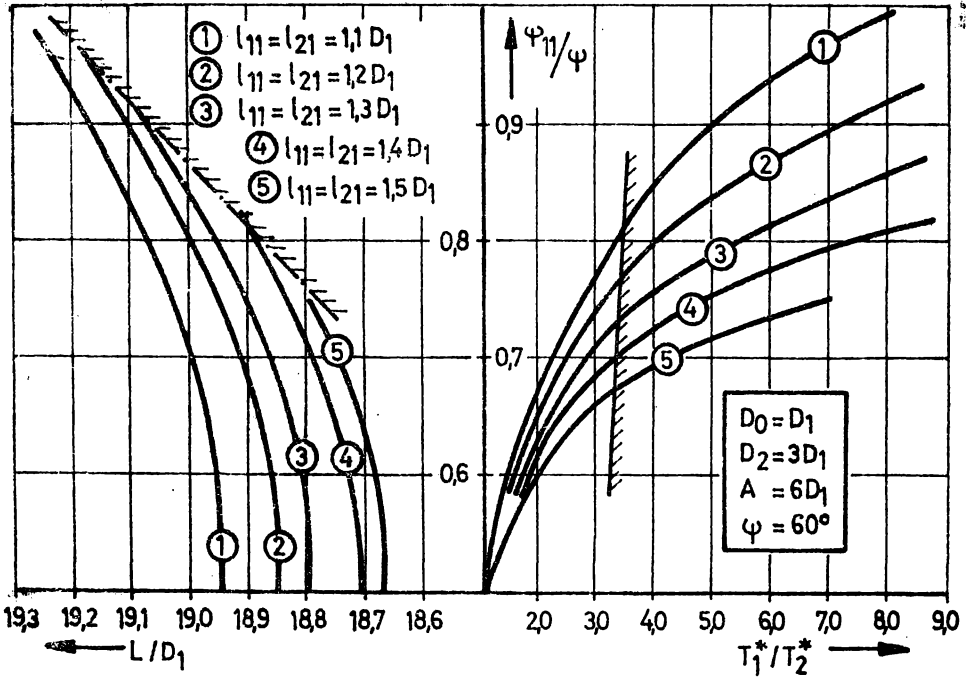


Fig. 2.2)

condiția (2.66) poate fi adusă la forma explicită :

$$\sigma_0^* L = \sigma_1^* \left(l_1 + \frac{D_1}{2} \beta_{1ad} \right) + \sigma_2^* \left(l_2 + \frac{D_2}{2} \beta_{2ad} \right) + \frac{D_1 + D_2}{2} \int_0^{\beta_1 - \beta_1 ad} \sigma^* d\beta. \quad (2.68)$$

Dacă se are în vedere că între tensiunile din ramurile transmisiei există relația :

$$\sigma_2^* = (\sigma_1^* - m_0 v_1^2) \frac{1}{\exp(\mu \beta_{ad})} + m_0 v_1^2, \quad (2.69)$$

din (2.68) se poate obține după înlocuirea lui σ_2^* și rezolvarea integralei :

$$\sigma_0^* = C_{11}^* \sigma_1^* + C_{12}^* m_0 v_1^2. \quad (2.70)$$

Coefficienții 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:

$$C_{11}^* = \frac{\left[l_1 + \frac{D_1}{2} (\beta_1 - \beta_{al}) \exp(\mu\beta_{al}) + l_2 + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right]}{L \exp(\mu\beta_{al})},$$

$$C_{12}^* = \frac{\left[l_2 + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) \right] \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right] - \frac{D_1 + D_2}{2} \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right] + \frac{D_1 + D_2}{2} \beta_{al} \exp(\mu\beta_{al})}{L \exp(\mu\beta_{al})} \quad (2.71)$$

Dacă, însă, în (2.68) se substituie :

$$\tilde{v}_1 = (\tilde{v}_2 - m_0 v_1^2) \exp(\mu\beta_{al}) + m_0 v_1^2, \quad (2.70 \text{ a})$$

se ajunge în final la expresia :

$$\tilde{v}_0 = C_{21}^* \tilde{v}_2 + C_{22}^* m_0 v_1^2, \quad (2.72)$$

Coefficienții C_{21}^* și C_{22}^* au expresiile :

$$C_{21}^* = \frac{\left[l_1 + \frac{D_1}{2} (\beta_1 - \beta_{al}) \right] \exp(\mu\beta_{al}) + l_2 + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) + \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right]}{L};$$

$$C_{22}^* = \frac{\left[l_2 + \frac{D_2}{2} (\beta_2 - \beta_{al}) \right] \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right] - \frac{D_1 + D_2}{2\mu} \left[\exp(\mu\beta_{al}) - 1 \right] + \frac{D_1 + D_2}{2} \beta_{al} \exp(\mu\beta_{al})}{L} \quad (2.73)$$

Se constată că între coeficienții menționați în (2.71) și (2.73) există relațiile :

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

$$C_{21}^* = C_{11}^* \exp(\mu\beta_{al}) ; \quad C_{22}^* = \exp(\mu\beta_{al}) (1 - C_{12}^*) - 1, \quad (2.74)$$

fapt ce simplifică calculul valorilor lor.

În același timp, prin prelucrare convenabilă se poate stabili legătura suplimentară de forma (2.2), pentru transmisia echipată cu STA cu $k = \text{const.}$ și $L = \text{var.}$:

$$2T_0^* = C_{11}^* T_1^* + C_{21}^* T_2^*. \quad (2.75)$$

În consecință analiza capacității de tracțiune are la bază relațiile :

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \frac{\sin(\gamma_{22} - \psi_{21}) + \sin(\gamma_{21} + \psi_{21})}{\sin(\gamma_{12} - \psi_{11}) + \sin(\gamma_{11} + \psi_{11})} = \exp(\mu\beta_{al});$$

$$T_1^* - T_2^* = F_t; \quad (2.76)$$

$$2T_0^* = C_{11}^* T_1^* + C_{21}^* T_2^* .$$

care definesc integral comportamentul transmisiei.

Coefficientul de tracțiune pentru situația de față are expresia :

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0^*} = \frac{T_1^* - T_2^*}{C_{11}^* T_1^* + C_{21}^* T_2^*} = \frac{\exp(\mu\beta_{al}) - 1}{2C_{21}^*} \quad (2.77)$$

Verificarea posibilităților pe care le oferă relațiile (2.76) și (2.77) s-a efectuat analitic pentru o transmisie prin curea la care $\lambda = 3$; $k_A = 1,5$; $D_0 = D_1 = 110$ mm și $l_{11} = l_{21} \in \{1,1 D_1 ; 1,2 D_1 ; 1,3 D_1 ; 1,4 D_1\}$, acceptând $E_t = 900$ N/mm² ; $\mu = 0,35$; $A_c = 58,8$ mm² (curea multistrat Extremultus). S-a preferat menținerea constantă a valorii unghiului dintre brațele port-rola $\psi_1 = 60$

Rezultatele studiului sînt materializate în figurile 2.26...

2.29. Din analiza acestora rezultă evident următoarele concluzii :

- Valorile coeficienților C_{11}^* și C_{21}^* , spre deosebire de STP cu $AAL = \text{const.}$, au valori variabile, dependente de poziția momentană a brațului port-rola (prin intermediul unghiului de poziție ψ_{11} - fig.2.26) ;

- Efortul inițial convențional T_0^* este limitat superior de condiția restrictivă $\beta_{1,2} \leq \beta_{al}$ care se manifestă mai acut cu creșterea lungimii $l_{11} = l_{21}$ a brațului port-rola (fig.2.27). În consecință pentru o funcționare corectă este de dorit ca brațul port-rola să aibă o lungime cît mai mică (v.relația 2.61), fapt ce implică o valoare relativ ridicată a lungimii variabile L_v (v.relația 2.65 b) a conturului înfășurat de curea. Din aceleași considerente este de dorit ca pentru unghiul format de brațele port-rola să se adopte o valoare minim posibilă (v.relația 2.62) ;

- Forța tangențială capabilă prezintă o alură similară cu efortul inițial convențional (fig.2.28 comparativ cu fig.2.27), motiv pentru care și în această situație rămîn valabile cele de mai sus ;

- Coeficientul de tracțiune atinge valori ce depășesc cu puțin valoarea 0,5 pentru toate cazurile analizate (fig.2.29), fiind la rîndul său limitat de $\beta_2 \leq \beta_{al}$.

Față de cele de mai sus, ar fi greșit să se creadă că tensionarea automată a transmisiei prin curea ar fi un panaceu universal și că o transmisie dotată cu STP ar putea transmite orice moment de torsiune, indiferent de dimensiunile concrete ale sistemului. Proiectantul este acela care prin optimizarea dimensiunilor STP poate să evite epuizarea capacității de tracțiune înainte de atingerea mome

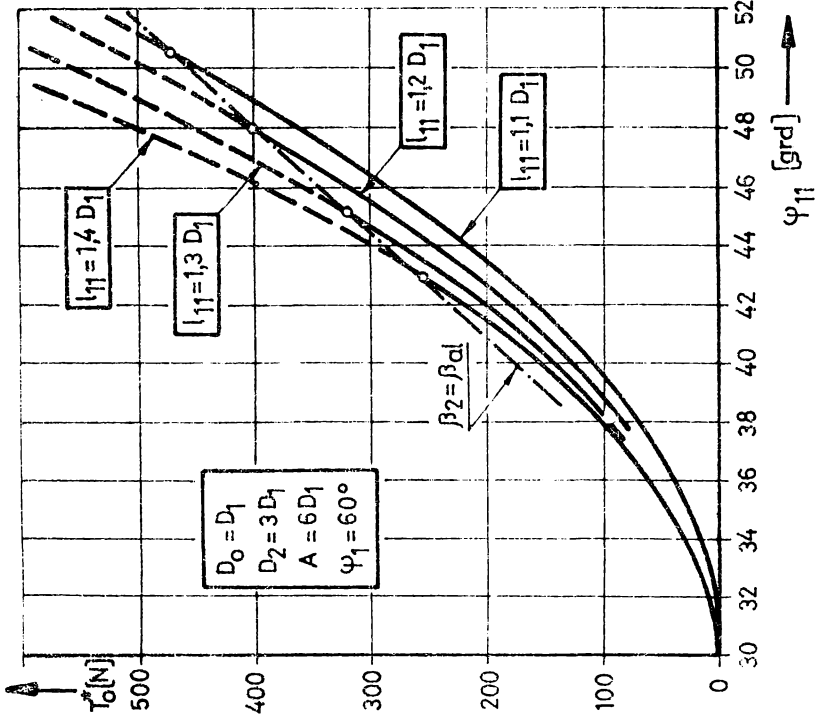


Fig. 2.27

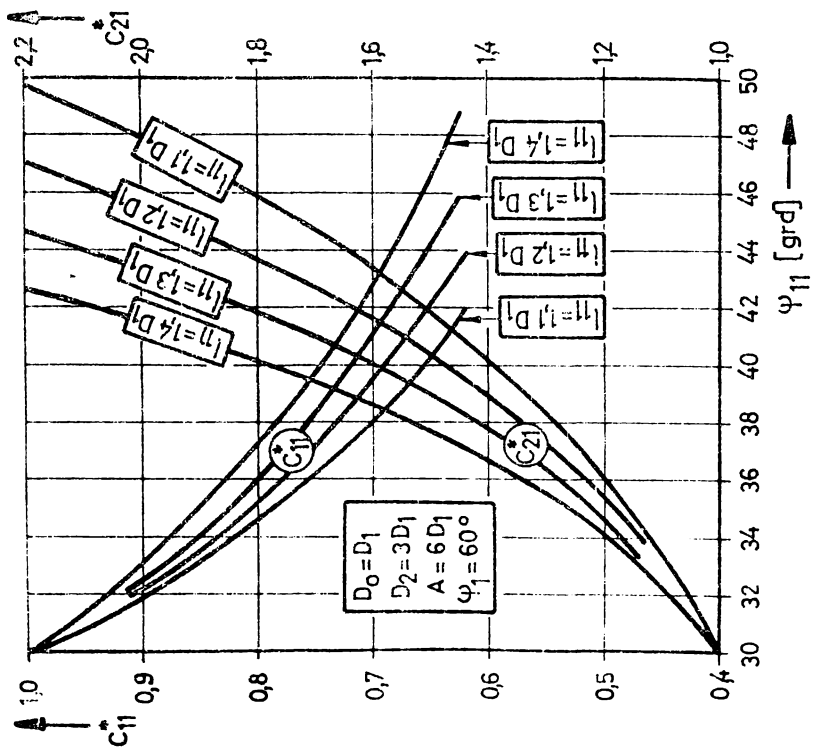


Fig. 2.26

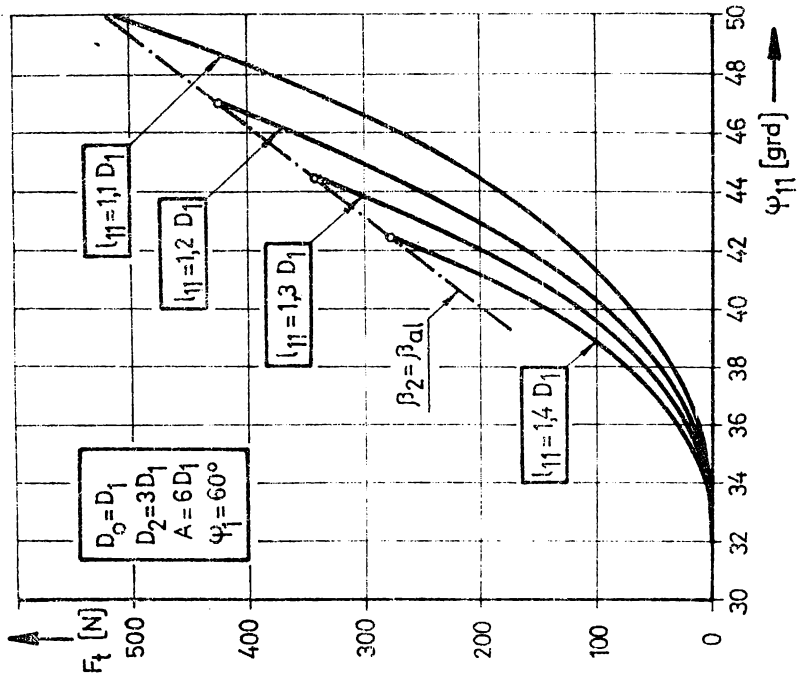


Fig. 2.28

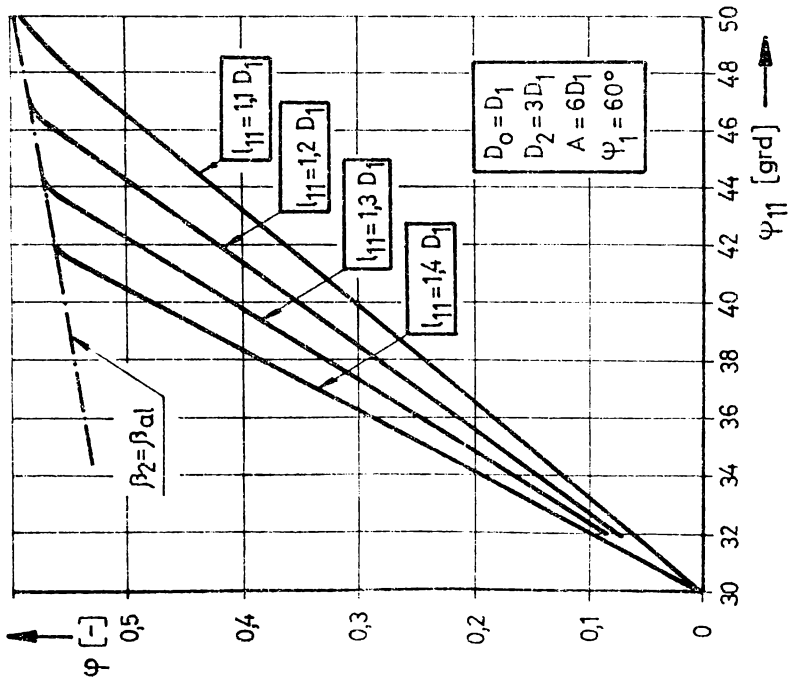
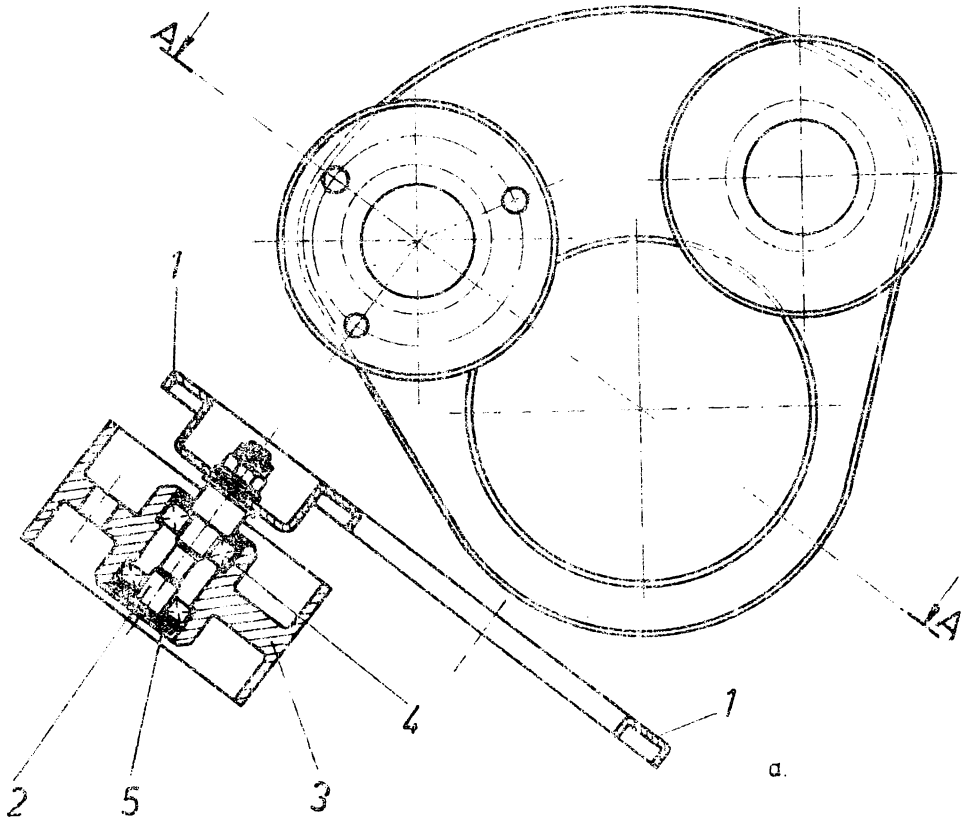


Fig. 2.29



b.

Fig. 2.30

tului de torsiune necesar.

Pentru desprinderea unor concluzii definitive este necesar ca rezultatele obținute pe cale analitică să fie confirmate de cercetarea experimentală.

În această idee au fost proiectate două variante constructive pentru sistemul de tensionare cu role cu acțiune antagonistă. Alternativa prezentată în figura 2.50 este alcătuită din placa suport (1), ce materializează brațele port-rolă, realizată în construcție sudată, pe care sînt fixate axele (2) ale roșilor. Rezemarea roșilor (3) pe axele corespunzătoare se face prin rulmenții (4). Etanșarea incintei lagărelor s-a realizat prin discurile de azvîrlire (5), fixate prin inele de siguranță față de axul (2). Placa suport (1) a fost astfel concepută încît să poată fi montată atît pe standul de încercare, cît și pe lagărul port-broșă al mașinii de rectificat interior MRI-80, fabricată de I.M. Cugir, căruia i s-a adus o modificare constructivă merită să faciliteze recepționarea STA. Modificarea propusă nu împietează asupra rezistenței sau rigidității lagărului port-broșă.

Dispozitivul de tensionare se caracterizează prin următoarele dimensiuni :

- lungimea brațelor port-rolă : $l_1 = l_2 = 90 \text{ mm}$;
- diametrul roșilor ; $D_0 = 70 \text{ mm}$;
- unghiul între brațele port-rolă : $\varphi_1 = 75^\circ$.

Încercarea pe stand s-a efectuat în aceleași condiții ca pe mașina menționată, transmisia prin curea avînd următoarele dimensiuni principale :

- diametrul roșilor de curea : $D_1 = 75 \text{ mm}$; $D_2 = 150 \text{ mm}$;
- distanța între axe : $A = 718 \text{ mm}$.

Construcția standului de încercare, programul încercărilor și rezultatele acestora sînt prezentate în capitolul 5.

Cea de a doua alternativă constructivă a fost astfel concepută încît rotirea plăcii suport (1) față de lagărul roșii motoare a transmisiei prin curea să nu se facă liber, ci cu frecare. Astfel butucul plăcii suport a fost secționat după un plan transversal în două părți, între care s-au introdus un număr de șase arcuri elicoidale menite să realizeze o forță de apăsare axială.

S-a urmărit pe această cale să se amortizeze mișcarea oscilatorie a plăcii suport la modificarea momentului de torsiune rezistent și implicit să se diminueze eventualele oscilații ale plăcii în jurul poziției de echilibru, la funcționarea în regim tranzitoriu.

3. FUNCTIONAREA ÎN REGIMUL TRANZITORIU A TRANSMISIILOR ÎN CURCILE

Cerințele mereu sporite față de mașinile și utilajele moderne au determinat apariția unei tendințe generale de sporire a vitezei unghiulare de acționare și, o dată cu aceasta, creșterea pericolului potențial de funcționare în apropierea uneia din frecvențele proprii ale structurii sistemului mecanic mobil, fapt ce poate afecta în sens negativ calitatea operațiilor prestate.

Transmisiile mecanice în general, prin funcțiile pe care le îndeplinesc, pot avea o influență hotărâtoare asupra comportării mașinilor pe care le deserveșc. Din acest punct de vedere unele avantaje le prezintă transmisia prin curea, care, teoretic, datorită existenței elementului intermediar intercalat între partea de acționare și cea de execuție a sistemului mecanic mobil, îndeplinește rolul unui filtru care suprime defectele hidraulice [H.10]

În realitate lucrurile sînt departe de a fi așa. Transmisia prin curea, deși este o soluție de preferat datorită apartenenței sale la mecanismele ce vehiculează energia mecanică prin forță, poate genera ea însăși vibrații forțate, atât torsionale cît și rectilinii.

Ori ce variație a poziției axei nautre a curelei trecută peste roțile de curea induce în sistem variații ale tensiunii din ramurile curelei, produce modificări periodice ale încălzirii arborilor și lagărelor și ale vitezei unghiulare a roților de curea.

Diametrul efectiv al roților de curea, una din principalele surse de apariție a vibrațiilor, poate varia datorită unor multiple cauze cum ar fi: abaterea de concentricitate între alezajul butucului și suprafeța activă a coroanei, abaterea de cilindricitate a suprafețelor active ale roții, abaterea de grosime și/sau de structură ale curelei (variații ale omogenității materialului sau formei profilului).

O comportare ameliorată din punct de vedere al vibrațiilor în raport cu profilul trapezoidal o are curea cu lotți ulitrată, întrucît generează vibrații mai puțin importante și datorită faptului că forțele perturbatoare sînt îndepărtate de tenciuirea din curea [L.7].

O altă sursă generatoare de vibrații o poate constitui sistemul de tensionare al transmisiei, deși de în general nu este luat în considerare în literatura de specialitate.

Apariția vibrațiilor poate avea implicații nefavorabile atât asupra elementului intermediar și a celorlalte componente ale transmisiei (prin apariția unei solicitări dinamice suplimentare care grevează asupra durabilității acestora), cât mai ales asupra preciziei de execuție - proporțiilor pe care le efectuează mecanismele dispuse în vedea transmisia prin curea.

Prevenirea sau diminuarea efectelor negative ale vibrațiilor ce pot apare la transmisia prin curea presupune studiul teoretic și experimental al funcționării transmisiei în întregul său, inclusiv a sistemului care asigură tensionarea elementului intermediar.

Dacă vibrațiile longitudinale și transversale ale ramurilor libere ale transmisiei au constituit obiectul unui număr însemnat de studii [11; 15], interacțiunea curea - sistem de tensionare cât și comportamentul celui din urmă în condiții perturbate de funcționare nu au fost abordate decât într-o măsură neglijabilă.

Se impune deci analiza cu precizie a aspectelor mai puțin sau deloc studiate, scop în sine, în cele ce urmează, se vor lua în considerare numai influențele pe care le au diferiții moduri de aplicare a tensiunii inițiale asupra vibrațiilor curelei, considerând drept neglijabil efectul invers. Acest lucru este posibil întrucât densitatea materialelor din care este confecționată curea modernă este sensibil mai mică în raport cu aceea a materialelor ce intră în componența celorlalte elemente ale transmisiei.

Mișcarea oscilatorie a sistemelor mecanice mobile cu mai multe grade de libertate, deci și a celor în a căror componență intră transmisia prin curea, este descrisă de sisteme de ecuații diferențiale de forma S.25, S.26 :

$$\underline{m} \ddot{\underline{x}} + \underline{k} \underline{x} = \underline{f}(t)$$

în care \underline{m} este matricea de inerție $n \times n$, simetrică și nesingulară ;

\underline{k} - matricea de rigiditate $n \times n$, simetrică și nesingulară;

\bar{x} - matricea coloană $n \times 1$ a parametrilor de poziție;
 \bar{f} - matricea coloană $n \times 1$ a perturbației sistemului,
 având ca elemente funcții cunoscute de timp.

Determinarea sistemului de soluții generale ale sistemului menționat de ecuații este practic imposibilă, pe de-o parte datorită complexității funcțiilor respective și dificultăților ce se întâmpină în stabilirea lor, iar pe de altă deoarec soluția generală nu mai poate fi scrisă cu suma între soluția generală a sistemului omogen și a unei soluții particulare a acestuia.

În această situație se recurge, în general, la înlocuirea sistemului material studiat prin unul echivalent, pe baza introducerii de ipoteze simplificatoare pe deplin justificate, prin care să se obțină liniarizarea ecuațiilor de mișcare.

Desigur soluția obținută pe această cale prezintă un anumit grad de aproximație, fiind valabilă numai într-un anumit interval de existență al variabilei independente. Cu toate acestea poate furniza indicații prețioase privitoare la proiectarea și funcționarea sistemelor mecanice studiate.

În cele ce urmează este prezentat unul din modelele posibil de abordare unitară a vibrațiilor în sisteme prin curea prevăzută cu diferite sisteme de tensionare a elementului intermediar.

Sînt abordate pentru început transmisibile prin curea tensionate prin sisteme cu acțiune permanentă (STP), iar în continuare sînt tratate transmisibile a căror tensionare se realizează prin sisteme automate (SA). S-a considerat deosebit de necesară această dezvoltare întrucît literatura de specialitate se preocupă în mică măsură de aspectele menționate și, atunci cînd o face, analizează anumite aspecte particulare ale vibrațiilor, cum ar fi de pildă [T5] care studiază problema preciziei de transmitere a mișcării de rotație, în cazul acțiunii prin transmisii prin curea, [T6] care analizează aspecte legate de angrenajul produs la acționările prin curea, sau [L6] care atacă problema surselor de perturbații la mașinile unelte.

Chiar și suita de articole [20...224] în care autorul își propune ca principal subiect problema transmisiei prin curea, analizînd-o sub toate aspectele, nu extinde sfera preocupărilor sale asupra tuturor tipurilor cunoscute de sisteme de tensionare

3.1. Funcționarea în regim perturbat a transmisiei prin curea.

Acțiunea factorilor perturbatori asociată cu imperfecțiunile constructive ale transmisiei prin curea, pot avea drept rezultat apariția unor deplasări $x_{1,2}$ și $y_{1,2}$ ale centrelor roților, (*) precum și a unor rotiri relative $\theta_{1,2}$ ale roților de curea în raport cu poziția pe care a ocupat-o în regim neperturbat (fig.3.1).

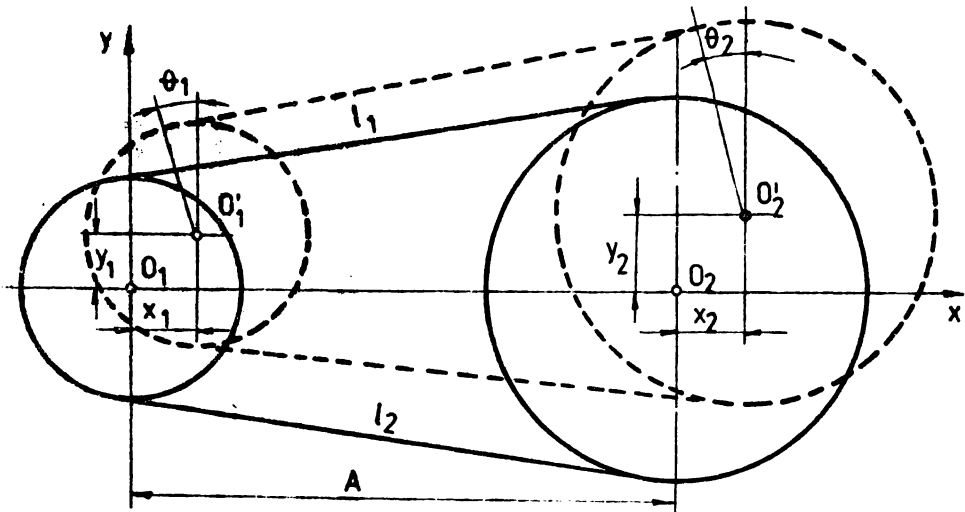


Fig. 3.1

Situația ivită are implicații pe de-o parte, asupra distanței între axe $A = O_1O_2$, care se modifică corespunzător ($A' = O'_1O'_2$), iar pe de altă parte, asupra unghiurilor de înfășurare $\beta_{1,2}$ a cureii pe roți, a căror valoare va varia cu cantitatea (fig.3.2) :

$$\beta'_{1,2} = \beta_{1,2} + \delta_{1,2} \quad (3.1)$$

unde prin $\delta_{1,2}$ s-a notat variația unghiului inițial δ_0 .

Intrucât deplasările centrelor roților de curea sînt relativ reduse, variația distanței între axe poate fi exprimată, cu aproximația introdusă de reținerea numai a termenilor liniari, ca fiind :

$$\Delta A = A - A' = (x_2 - x_1) = \Delta x \quad (3.2)$$

In consecință variația unghiului δ_0 poate fi adusă la forma :

*) Se ignoră perturbațiile datorită bătărilor frontale și neparalelismului arborilor transmisiei.

$$\tau_{1,2} = \tau_0 \frac{\Delta x}{A + \Delta x} \quad (3.3)$$

Modificarea poziției centrelor roților de curea va avea drept rezultat și variația solicitării elementului flexibil, tensiunea efectivă $\sigma_{1,2}$ din ramurile acestuia variind cu cantitatea $\Delta \sigma_{1,2}$. Implăcit valoarea unghiurilor de aderență și de alunecare se va modifica și anume unghiul inițial de aderență $\beta_{ad 1,2}$ se va diminua pe de-o parte cu cantitatea $\delta_{1,2}$ datorită variației unghiului inițial δ_0 , iar pe de altă parte cu cantitatea $\Delta \beta_{al 1,2}$ prin extinderea unghiului inițial de alunecare $\beta_{al 1,2}$ (fig. 3.2).

Starea de tensiune pe conturul înfășurat de curea în cele două situații (funcționare în regim permanent - a, respectiv funcționare în prezența perturbațiilor - b) este prezentată în figura 3.3.

Din analiza comparativă a celor două situații rezultă că stare de tensiune din elementul flexibil nu se modifică pe porțiunile $A_1'B_1'$ respectiv $A_2'B_2'$. Pe restul conturului modificarea stării de tensiune va avea drept rezultat apariția unor variații ale deformației curelei, variații ce pot fi determinate după cum urmează.

Considerând variația totală a porțiunii $A_1'B_2'$ a conturului se constată că aceasta poate fi exprimată ca sumă a trei termeni :

$$\Delta(A_1'B_2') = \Delta(A_1'A_1) + \Delta(A_1C_2) + \delta[\Delta(C_2B_2')] \quad (3.4)$$

Primul dintre aceștia reprezintă diferența de deformație datorată variației stării de tensiune de la valoarea $\sigma_1 + \Delta\sigma_1$ în punctul A_1 , la valoarea σ_1 în punctul A_1' . Acceptând că această variație are loc după o lege exponențială de forma :

$$\sigma = (\sigma_1 - m_0 v^2) e^{\mu x} + m_0 v^2 \quad (3.5)$$

diferența de deformație va putea fi exprimată ca :

$$\begin{aligned} \Delta(A_1'A_1) &= \Delta\left(\frac{D_1}{2E} \int_0^{\delta_1} \sigma d\delta\right) = \frac{D_1}{2E} \Delta \int_0^{\delta_1} [(\sigma_1 - m_0 v^2) e^{\mu x} + m_0 v^2] d\delta = \\ &= \frac{D_1}{2E} \int_0^{\delta_1} [(\sigma_1 - m_0 v^2) e^{\mu x} + m_0 v^2] d\delta - \frac{D_1}{2E} \int_0^{\delta_1} \sigma_1 d\delta = \\ &= \frac{D_1}{2E} \left[\frac{(\sigma_1 - m_0 v^2)(e^{\mu \delta_1} - 1)}{\mu} + m_0 v^2 \delta_1 - \sigma_1 \delta_1 \right]. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Dacă se are în vedere aproximația valabilă pentru unghiuri mic

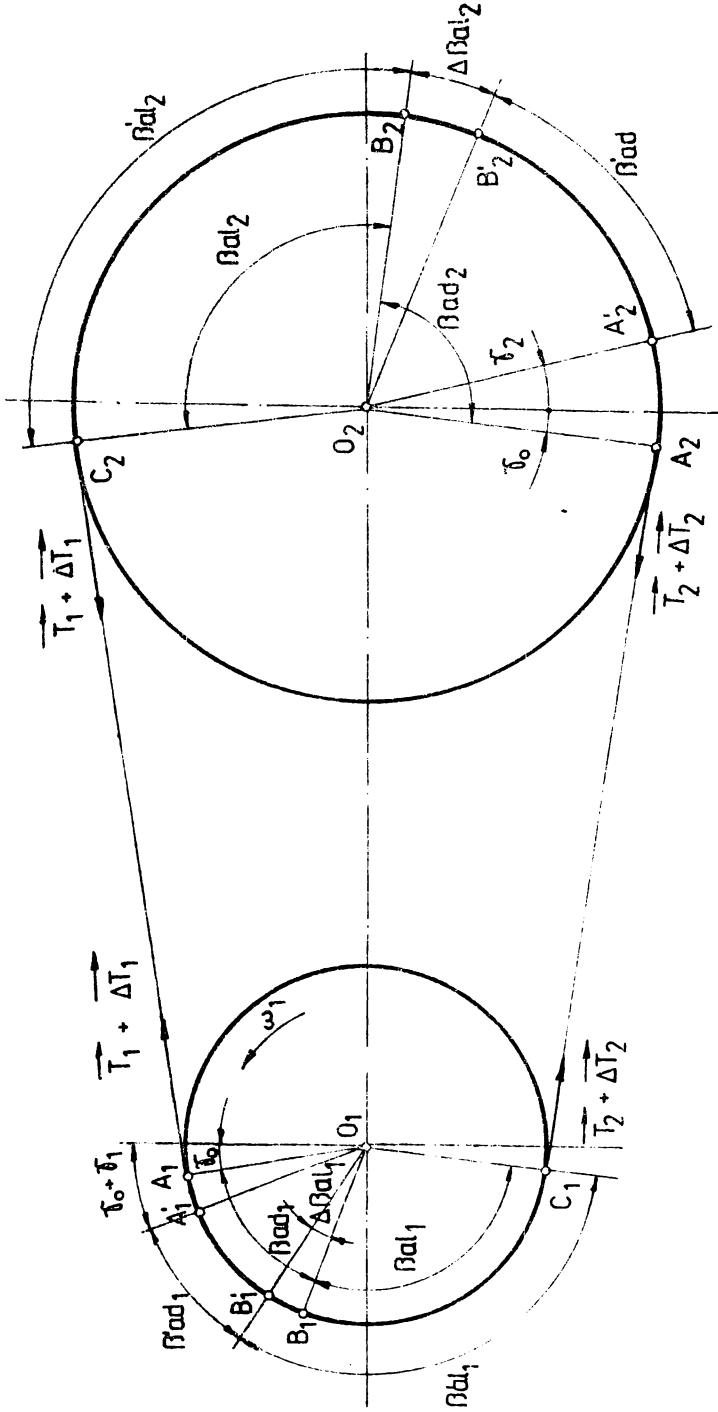


Fig 3.2

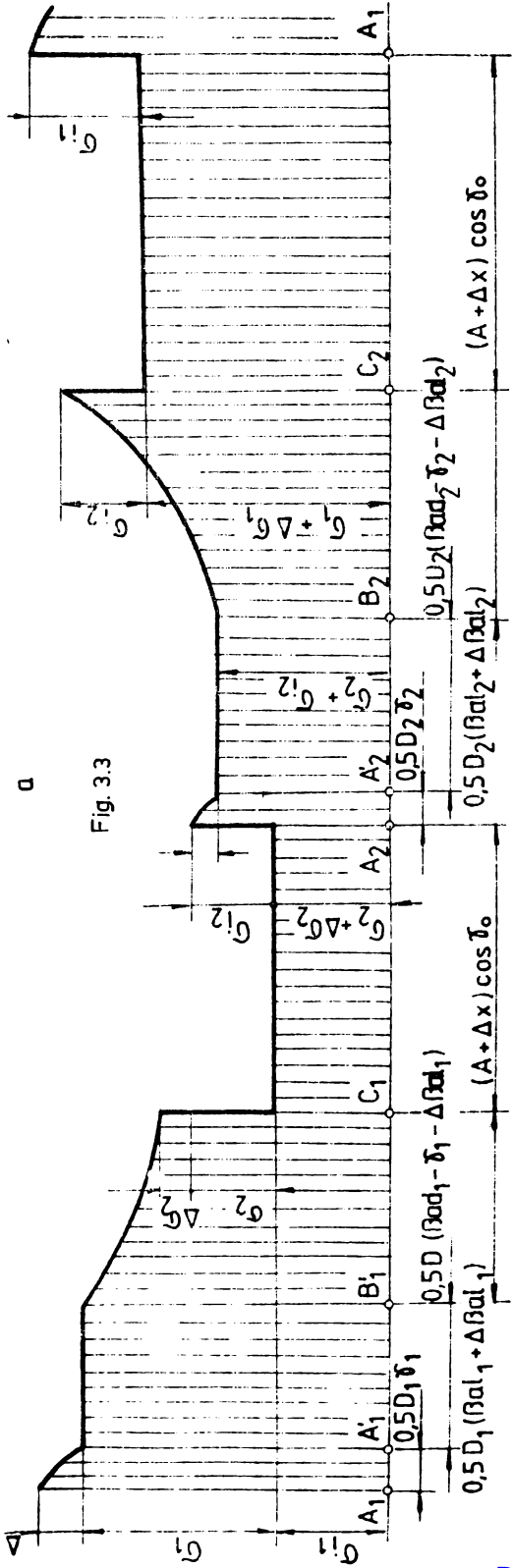
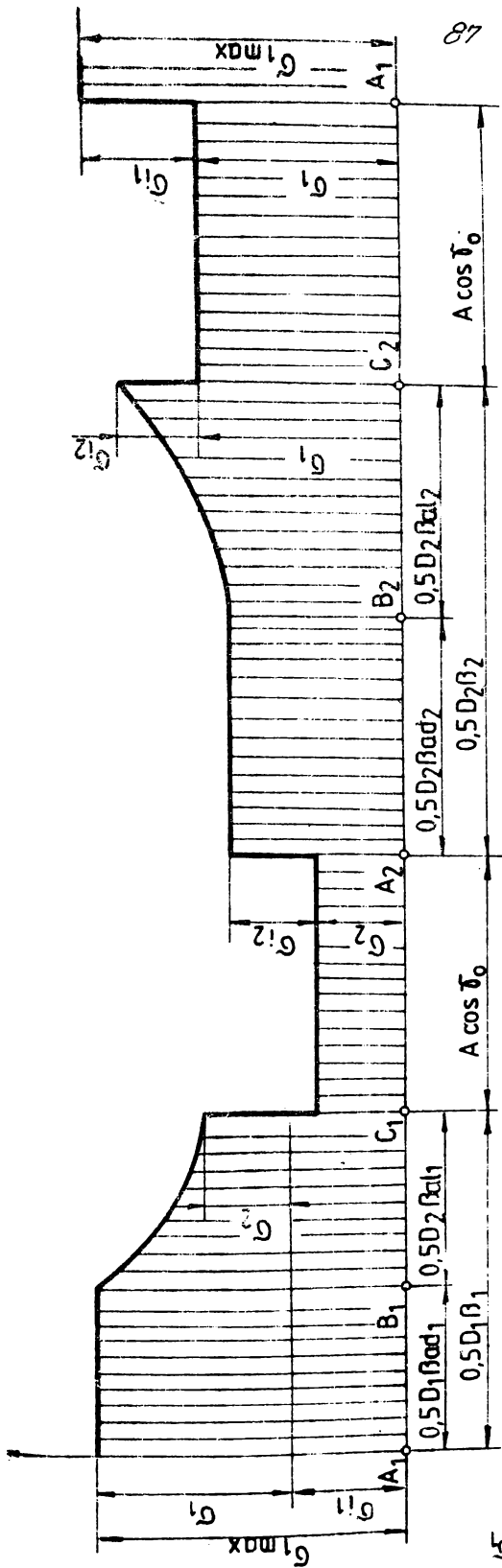


Fig. 3.3

relația (3.6) poate fi adusă la forma finală :

$$\Delta(A_1 A_1) = \frac{D_1}{2E} \mu \sigma_1^2 (\sigma_1 - m_0 v^2), \quad (3.7)$$

care pune în evidență posibilitatea neglijării termenului respectiv

Cel de-al doilea termen al sumei (3.4) reprezintă variația deformației ramurii libere l_1 a transmisiei datorată creșterii cu $\Delta \sigma$ a tensiunii din curea și poate fi exprimat după cum urmează :

$$\Delta(A_1 C_2) = \Delta\left(\frac{\sigma_1 l_1}{E}\right) = \frac{\Delta \sigma_1 l_1}{E}. \quad (3.8)$$

Termenul $\delta [\Delta(C_2 B_2')]$ al expresiei (3.4) reprezintă diferența între alungirea produsă de variația tensiunii efective pe porțiunea $B_2' C_2$ cu cantitatea $\Delta \sigma_1$ și alungirea porțiunii $C_2 B_2$ sub influența tensiunii σ_1 , la care se adaugă alungirea porțiunii $B_2 B_2'$ datorată a tinderii unghiului de alunecare $\Delta \beta_{al2}$ (fig. 3.2) :

$$\delta[\Delta(C_2 B_2')] = \Delta(C_2 B_2') - [\Delta(C_2 B_2) + \Delta(B_2 B_2')]. \quad (3.9)$$

Cum variația stării de tensiune pe segmentul $B_2' C_2$ se menține de formă exponențială

$$\sigma = (\sigma_0 - m_0 v^2) e^{\mu \beta} + m_0 v^2, \quad (3.10)$$

primul termen al relației (3.9) poate fi scris ca :

$$\Delta(C_2 B_2') = \frac{D_2}{2E} \int_0^{\beta_{al2} + \Delta \beta_{al2}} \sigma d\beta = \frac{D_2}{2E} \int_0^{\beta_{al2} + \Delta \beta_{al2}} [(\sigma_0 - m_0 v^2) e^{\mu \beta} + m_0 v^2] d\beta = \quad (3.11)$$

$$= \frac{D_2}{2E} \left\{ \frac{(\sigma_0 - m_0 v^2) [e^{\mu(\beta_{al2} + \Delta \beta_{al2})} - 1]}{\mu} + m_0 v^2 (\beta_{al2} + \Delta \beta_{al2}) \right\}.$$

Înlocuind în relația (3.11) aproximația

$$e^{\mu \Delta \beta_{al2}} = 1 + \mu \Delta \beta_{al2}, \quad (3.12)$$

se obține :

$$\Delta(C_2 B_2') = \frac{D_2}{2E} \left\{ \frac{(\sigma_0 - m_0 v^2) [e^{\mu \beta_{al2}} (1 + \mu \Delta \beta_{al2}) - 1]}{\mu} + m_0 v^2 (\beta_{al2} + \Delta \beta_{al2}) \right\} \quad (3.13)$$

Intrucât pe porțiunea $C_2 B_2$ starea de tensiune se modifică de la $\sigma_2 = \text{const.}$ la o dependență exponențială de forma (3.10), variația

deformației va putea fi scrisă ca fiind

$$\Delta(C_2 B_2) = \frac{D_2}{2E} \int_0^{\beta_{al_2}} \sigma d\beta = \frac{D_2}{2E} \int_0^{\beta_{al_2}} [(\sigma_2 - m_0 v^2) e^{\mu\beta} + m_0 v^2] d\beta = \quad (3.14)$$

$$= \frac{D_2}{2E} \left[\frac{(\sigma_2 - m_0 v^2)(e^{\mu\beta_{al_2}} - 1)}{\mu} + m_0 v^2 \beta_{al_2} \right].$$

Extinderea unghiului de alunecare β_{al_2} cu cantitatea $\Delta\beta_{al_2}$ va conduce la o variație a alungirii segmentului $B_2 B_2'$ cu cantitatea :

$$\Delta(B_2 B_2') = \frac{D_2}{2E} \int_0^{\Delta\beta_{al_2}} \sigma_2 d\beta = \frac{D_2}{2E} \sigma_2 \Delta\beta_{al_2}. \quad (3.15)$$

Înlocuind expresiile parțiale (3.13)...(3.15) în relația (3.9) se obține :

$$\delta[\Delta(C_2 B_2')] = \frac{D_2}{2E\mu} [\mu \Delta\beta_{al_2} (\sigma_2 - m_0 v^2) e^{\mu\beta_{al_2}} + \mu \Delta\beta_{al_2} (\sigma_0 - m_0 v^2)]. \quad (3.16)$$

Relația (3.16) este susceptibilă de anumite transformări dacă se ține seama de faptul că :

$$\sigma_1 = (\sigma_2 - m_0 v^2) e^{\mu\beta_{al_1}} + m_0 v^2; \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_1 - m_0 v^2}{e^{\mu\beta_{al_1}}} + m_0 v^2 \quad (3.17)$$

și tensiunea efectivă din ramura motoare în regim perturbat se poate exprima ca fiind :

$$\sigma_1 + \Delta\sigma_1 = (\sigma_2 - m_0 v^2) e^{\mu(\beta_{al_2} + \Delta\beta_{al_2})} + m_0 v^2. \quad (3.18)$$

Introducând în relația (3.18) aproximația (3.12), se poate exprima variația tensiunii efective ca :

$$\Delta\sigma_1 = \mu \Delta\beta_{al_2} (\sigma_2 - m_0 v^2) e^{\mu\beta_{al_2}} \quad \text{sau} \quad \Delta\sigma_1 = \mu \Delta\beta (\sigma_1 - m_0 v^2). \quad (3.19)$$

Ținând seama de relațiile (3.17) și (3.19) expresia (3.16) poate fi adusă la forma :

$$\delta[\Delta(C_2 B_2')] = \frac{D_2}{2\mu E} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta_{al_1}}} \right). \quad (3.20)$$

În consecință, variația totală a deformației pe porțiunea $A_1 B_2'$ poate fi exprimată ca fiind :

$$\Delta(A_1' B_2') = \Delta \sigma_1 \left[\frac{l_1}{E} + \frac{D_2}{2\mu E} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta a_1}} \right) \right]. \quad (3.21)$$

Proceedind asemănător pentru porțiunea $A_2' B_1'$ se obține în final

$$\Delta(A_2' B_1') = \Delta \sigma_2 \left[\frac{l_2}{E} + \frac{D_1}{2\mu E} \left(e^{\mu\beta a_1} - 1 \right) \right]. \quad (3.22)$$

Ultimele două relații pot fi aduse la o formă mai simplă dacă se acceptă substituția :

$$\frac{l_1}{E} + \frac{D_2}{2\mu E} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\beta a_1}} \right) = \alpha_1 ; \quad \frac{l_2}{E} + \frac{D_1}{2\mu E} \left(e^{\mu\beta a_1} - 1 \right) = \alpha_2. \quad (3.23)$$

În acest fel variația totală a porțiunilor de contur pe care au loc modificări ale stării de tensiune devin :

$$\begin{aligned} \Delta(A_1' B_2') &= \alpha_1 \Delta \sigma_1 ; \\ \Delta(A_2' B_1') &= \alpha_2 \Delta \sigma_2. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Aceste variații se mai pot exprima și într-o altă alternativă luând în considerare variația distanței între axe ΔA , cât și roți le relative ale roților de curea $\theta_{1,2}$. Astfel, datorită primei din tre cele două cauze se obține :

$$\Delta(A_1' B_2')_{\Delta A} = \Delta(A_2' B_1')_{\Delta A} = \Delta A \cos \tau_0 = (x_2 - x_1) \cos \tau_0, \quad (3.24)$$

iar pentru cea de a doua :

$$\begin{aligned} \Delta(A_1' B_2')_{\theta} &= \frac{1}{2} (\theta_1 D_1 - \theta_2 D_2); \\ \Delta(A_2' B_1')_{\theta} &= \frac{1}{2} (\theta_2 D_2 - \theta_1 D_1), \end{aligned} \quad (3.25)$$

Sumind relațiile (3.24) și (3.25) rezultă o nouă formă de exprimare a variației totale :

$$\begin{aligned} \Delta(A_1' B_2') &= \Delta(A_1' B_2')_{\Delta A} + \Delta(A_1' B_2')_{\theta} = (x_2 - x_1) \cos \tau_0 + \frac{1}{2} (\theta_1 D_1 - \theta_2 D_2); \\ \Delta(A_2' B_1') &= \Delta(A_2' B_1')_{\Delta A} + \Delta(A_2' B_1')_{\theta} = (x_2 - x_1) \cos \tau_0 + \frac{1}{2} (\theta_2 D_2 - \theta_1 D_1). \end{aligned} \quad (3.26)$$

Exprimarea în două moduri distincte a variației totale a porțiunilor de contur pe care se produc modificări ale stării de tensiune, prin relațiile (3.23), respectiv (3.26), permite stabilirea unei dependențe între variația tensiunii efective din ramuri $\Delta \sigma_{1,2}$.

funcție de modificarea poziției centrelor roților ($x_{1,2}$; $y_{1,2}$) și rotațiile relative ale roților ($\theta_{1,2}$):

$$\begin{aligned}\Delta \sigma_1 &= \frac{1}{\alpha_1} [(x_2 - x_1) \cos \tau_0 + \frac{1}{2} (\theta_1 D_1 - \theta_2 D_2)] ; \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{1}{\alpha_2} [(x_2 - x_1) \cos \tau_0 + \frac{1}{2} (\theta_2 D_2 - \theta_1 D_1)] .\end{aligned}\quad (3.27)$$

Variației stării de tensiune din remurile transmisiei îi va corespunde o variație a momentelor de torsiune la cele două roți:

$$\begin{aligned}\Delta M_{t1} &= \Delta \left[\frac{D_1}{2} A_c (\sigma_1 - \sigma_2) \right] = \frac{A_c D_1}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2) ; \\ \Delta M_{t2} &= \Delta \left[\frac{D_2}{2} A_c (\sigma_1 - \sigma_2) \right] = \frac{A_c D_2}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2) .\end{aligned}\quad (3.28)$$

Inlocuind relațiile (3.27), în (3.28) și acceptând notațiile:

$$a_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \tau_0 ; \quad a_2 = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \tau_0 \Rightarrow a_1 = -a_2$$

$$a_3 = \frac{D_1}{2} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} ; \quad a_4 = -\frac{D_2}{2} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \Rightarrow a_4 = -a_3 ; \quad i = \frac{D_2}{D_1} ,$$

rezultă în final pentru variația momentelor de torsiune:

$$\begin{aligned}\Delta M_{t1} &= \frac{1}{2} A_c D_1 (a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 \theta_1 + a_4 \theta_2) ; \\ \Delta M_{t2} &= \frac{1}{2} A_c D_2 (a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 \theta_1 + a_4 \theta_2) .\end{aligned}\quad (3.29)$$

Variația stării de tensiune din elementul flexibil va avea drept consecință și variația reacțiunilor pe arborii transmisiei. Acceptând sistemul de referință xO_1y (cu axa $O_1x \equiv O_1O_2 \wedge O_1y \perp O_1x$ proiecțiile variației reacțiunilor vor fi (fig. 3.4):

$$\begin{aligned}\Delta T x_1 = \Delta T x_2 &= A_c (\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2) \cos \tau_0 ; \\ \Delta T y_1 = \Delta T y_2 &= A_c (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2) \cos \tau_0 ,\end{aligned}\quad (3.30)$$

Dacă în (3.30) se substituie variația tensiunii din remuri (3.20) se obțin relațiile:

$$\begin{aligned}\Delta T x_1 = \Delta T x_2 &= A_c (b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 \theta_1 + b_4 \theta_2) ; \\ \Delta T y_1 = \Delta T y_2 &= A_c (c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_3 \theta_1 + c_4 \theta_2) .\end{aligned}\quad (3.31)$$

în care coeficienții constanți b_j și c_j ($j = 1, 2, 3, 4$) au expresiile

$$b_1 = \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \cos^2 \tau_0 ; \quad b_3 = \frac{D_1}{2} \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \tau_0 ;$$

$$b_2 = -\frac{\alpha_2 + \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \cos^2 \tau_0 = -b_1 ; \quad b_4 = \frac{D_2}{2} \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \tau_0 = -ib_3 ;$$

$$c_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \tau_0 \cos \tau_0 = a_1 \sin \tau_0 ;$$

$$c_2 = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \tau_0 \cos \tau_0 = a_2 \sin \tau_0 = -c_1 ;$$

$$c_3 = \frac{D_1}{2} \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \tau_0 = c_3 \sin \tau_0 ;$$

$$c_4 = -\frac{D_2}{2} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \tau_0 = a_4 \sin \tau_0 ; \quad c_4 = -ic_3 .$$

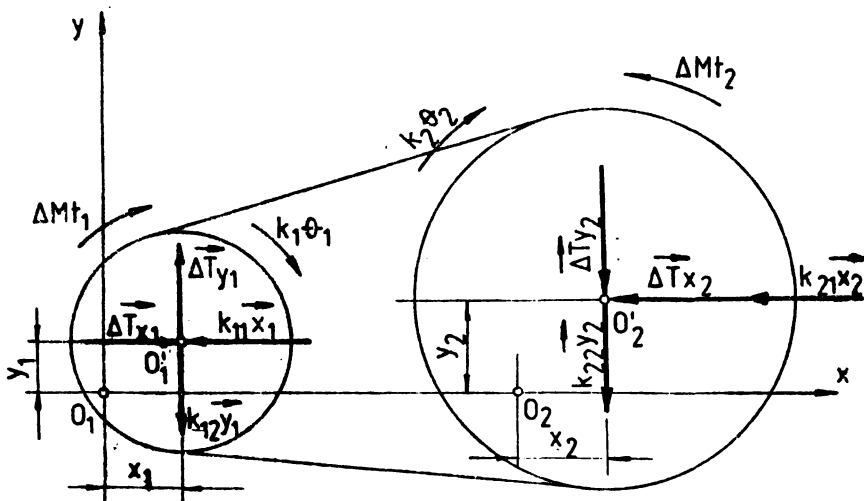


Fig. 3.4

Fuind în considerație sistemul de forțe din figura 3.4, pentru $\Delta \sigma_1 > \Delta \sigma_2 > 0$ și aplicând principiul lui D'Alembert, ecuațiile de mișcare pentru roțile transmisiei vor fi :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 - \Delta T x_1 = F_{x1} \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_{12} y_1 - \Delta T y_1 = F_{y1} \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + \Delta M t_1 = M_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{21} x_2 + \Delta T x_2 = F_{x2} \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{22} y_2 + \Delta T y_2 = F_{y2} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \theta_2 - \Delta M t_2 = M_2 \end{array} \right. \quad (3.32)$$

În scrierea sistemului (3.32) s-au utilizat următoarele notații :

$m_{1,2}$ - pentru masa roților de curea motoare, respectiv condusă;

$J_{1,2}$ - momentul de inerție al roților transmisiei ;

$k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ - rigiditatea la încovoiere a arborilor motor respectiv condus în planul liniei centrelor respectiv normal la acesta ($k_{11}=k_{12}; k_{21}=k_{22}$)

$k_{1,2}$ - rigiditatea la răsucire a arborelui motor respectiv condus ;

$F_{x,y}$ - proiecțiile rezultantei forțelor perturbatoare pe axele sistemului de referință ;

$M_{1,2}$ - momentul perturbator la arborele motor, respectiv condus

Înlocuind în sistemul (3.25) expresiile corespunzătoare pentru variația momentului de torsiune (3.23), precum și pentru variația reacțiunilor pe arborii transmisiei (3.24), se obține în final :

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 + a_{11} x_1 + a_{12} x_2 + a_{13} y_1 + a_{14} y_2 + a_{15} \theta_1 + a_{16} \theta_2 = F'_{x1} \\ \ddot{x}_2 + a_{21} x_1 + a_{22} x_2 + a_{23} y_1 + a_{24} y_2 + a_{25} \theta_1 + a_{26} \theta_2 = F'_{x2} \\ \ddot{y}_1 + a_{31} x_1 + a_{32} x_2 + a_{33} y_1 + a_{34} y_2 + a_{35} \theta_1 + a_{36} \theta_2 = F'_{y1} \\ \ddot{y}_2 + a_{41} x_1 + a_{42} x_2 + a_{43} y_1 + a_{44} y_2 + a_{45} \theta_1 + a_{46} \theta_2 = F'_{y2} \\ \ddot{\theta}_1 + a_{51} x_1 + a_{52} x_2 + a_{53} y_1 + a_{54} y_2 + a_{55} \theta_1 + a_{56} \theta_2 = M'_1 \\ \ddot{\theta}_2 + a_{61} x_1 + a_{62} x_2 + a_{63} y_1 + a_{64} y_2 + a_{65} \theta_1 + a_{66} \theta_2 = M'_2 \end{array} \right. \quad (3.33)$$

în care valorile coeficienților constanți a_{ij} sînt cele prezentate în tabelul 3.1.

3.2. Transmisia tensionată permanent prin rolă de întindere.

Studiul funcționării în regim de oscilații al transmisiei prin

TABELUL 3.1.

$a_{11} = \frac{k_{11} - A_c b_1}{m_1}$	$a_{12} = -\frac{A_c b_2}{m_1}$	$a_{13} = 0$	$a_{14} = 0$	$a_{15} = -\frac{A_c b_3}{m_1}$	$a_{16} = -\frac{A_c b_4}{m_1}$	$F'_{x1} = \frac{1}{m_1} F_{x1}$
$a_{21} = \frac{A_c b_1}{m_2}$	$a_{22} = \frac{k_{22} + A_c b_2}{m_2}$	$a_{23} = 0$	$a_{24} = 0$	$a_{25} = \frac{A_c b_3}{m_2}$	$a_{26} = \frac{A_c b_4}{m_2}$	$F'_{x2} = \frac{1}{m_2} F_{x2}$
$a_{31} = -\frac{A_c c_1}{m_1}$	$a_{32} = -\frac{A_c c_2}{m_1}$	$a_{33} = \frac{k_{12}}{m_1}$	$a_{34} = 0$	$a_{35} = \frac{A_c c_3}{m_1}$	$a_{36} = \frac{A_c c_4}{m_1}$	$F'_{y1} = \frac{1}{m_1} F_{y1}$
$a_{41} = -\frac{A_c c_1}{m_2}$	$a_{42} = -\frac{A_c c_2}{m_2}$	$a_{43} = 0$	$a_{44} = \frac{k_{22}}{m_2}$	$a_{45} = -\frac{A_c c_3}{m_2}$	$a_{46} = -\frac{A_c c_4}{m_2}$	$F'_{y2} = \frac{1}{m_2} F_{y2}$
$a_{51} = \frac{A_c D_1 a_1}{2 J_1}$	$a_{52} = -\frac{A_c D_1 a_2}{2 J_1}$	$a_{53} = 0$	$a_{54} = 0$	$a_{55} = \frac{2k_{11} + A_c D_1 a_3}{2 J_1}$	$a_{56} = \frac{A_c D_1 a_4}{2 J_1}$	$M'_1 = \frac{1}{J_1} M_1$
$a_{61} = -\frac{A_c D_2 a_1}{2 J_2}$	$a_{62} = -\frac{A_c D_2 a_2}{2 J_2}$	$a_{63} = 0$	$a_{64} = 0$	$a_{65} = -\frac{A_c D_2 a_3}{2 J_2}$	$a_{66} = \frac{2k_{22} + A_c D_2 a_4}{2 J_2}$	$M'_2 = \frac{1}{J_2} M_2$

curea tensionate pe seama deplasării sau basculării motorului, studiu efectuat la § 3.1, se poate extinde și asupra transmisiei tensionate prin rolă de întindere montată pe ramura trasă a transmisiei (fig. 2.4 b).

Se acceptă că centrele roților active ale transmisiei vor suferi în regim perturbat deplasările $x_{1,2}$ respectiv $y_{1,2}$ și simultan brațul port-rolă se va roti cu un unghi ψ . Mișcarea descrisă anterior este echivalentă cu o deplasare plan-paralelă a brațului O_1O_{o1} realizată simultan cu rotirea cu unghiul ψ a acestuia. Dacă în urma rotirii brațului port-rolă centrul acestuia se va deplasa într-o nouă poziție caracterizată prin deplasările x_3 și y_3 ale centrului O_{o1} și dacă simultan se aplică mișcarea plan-paralelă de coordonate x_1 și y_1 , atunci noua poziție O'_{o1} a centrului rolei va fi caracterizată prin deplasările totale (fig. 3.5 a) :

$$x = x_1 + x_3 ; \quad y = y_3 - y_1 . \quad (3.34)$$

Modificarea poziției centrelor roților de curea și a rolei de întindere va avea drept urmare variația alungirii ramurilor transmisiei. Întrucât fiecare punct aparținând periferiei roților se deplasează cu aceeași cantitate ca și centrul lor și deoarece pentru valori relativ mici ale acestor deplasări segmentul AM respectiv MF al conturului înfășurat de curea poate fi aproximat prin secanta AM respectiv MF, variația deformației segmentelor sale l_{21} și l_{22} (fig. 3.5 b) și anume :

$$\begin{aligned} \Delta l'_{21} &= x_3 \cos \delta_{21} + y_3 \sin \delta_{21} ; \\ \Delta l'_{22} &= (x_2 - x_1 - x_3) \cos \delta_{22} + (y_2 + y_3 - y_1) \sin \delta_{22} . \end{aligned} \quad (3.35)$$

Procedând similar cu ramura trăgătoare a transmisiei se obține

$$\Delta l'_1 = (x_2 - x_1) \cos \delta_0 + (y_2 - y_1) \sin \delta_0 . \quad (3.36)$$

Simultan cu deplasările centrelor roților active s-a presupus că acestea vor suferi rotații relative $\theta_{1,2}$ în raport cu poziția pe care o ocupau în absența oscilațiilor. Drept consecință a acestor rotații ramurile transmisiei vor suferi variații suplimentare ale deformației inițiale, variații care se pot exprima ca fiind :

$$\Delta l''_1 = -\frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2 ; \quad \Delta l''_2 = \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 . \quad (3.37)$$

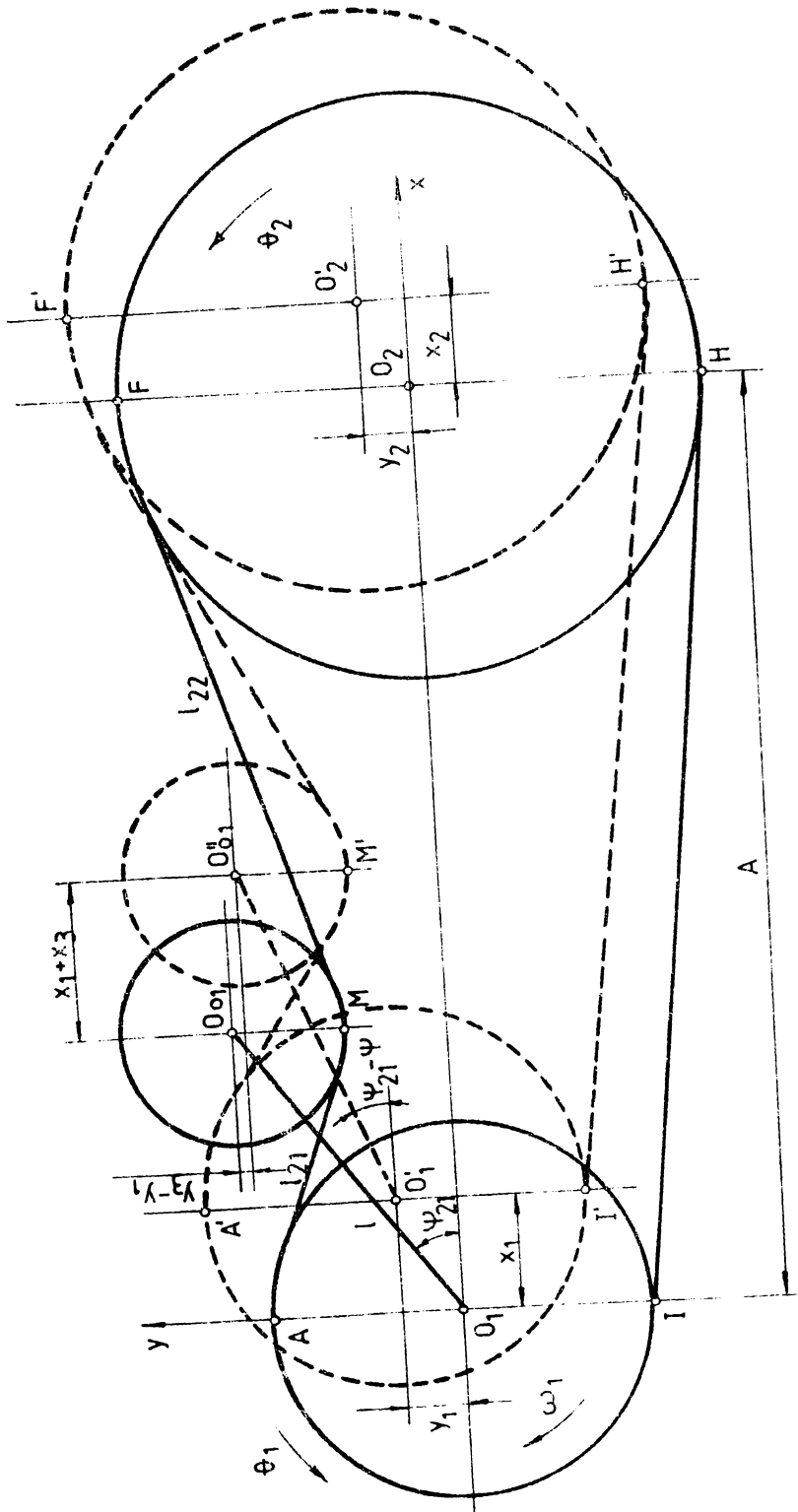


FIG. 3.5 a

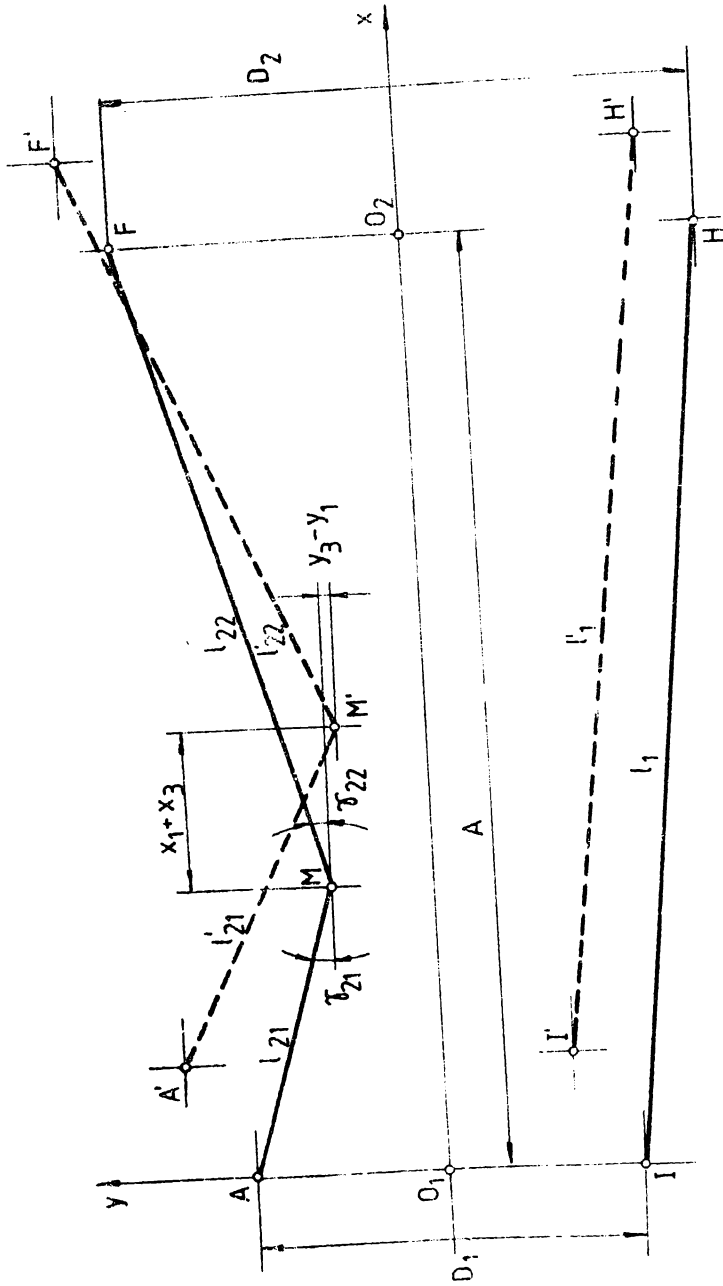


FIG. 3.5 b

Variația totală a deformației celor două ramuri nu este altceva decât suma variațiilor parțiale :

$$\begin{aligned}\Delta l_1 &= \Delta l'_1 + \Delta l''_1 = (x_2 - x_1) \cos \tau_0 + (y_2 - y_1) \sin \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2 ; \\ \Delta l_2 &= \Delta l'_2 + \Delta l''_{21} + \Delta l'''_{22} = x_3 \cos \tau_{21} + y_3 \sin \tau_{21} + \\ &+ (x_2 - x_1 - x_3) \cos \tau_{22} + (y_2 - y_3 - y_1) \sin \tau_{22} + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 .\end{aligned}\quad (3.38)$$

Dacă se are în vedere că în urma rotirii brațului port-rolă c un unghi Ψ relativ mic, deplasările axiale x_3 și y_3 pot fi exprimate ca :

$$x_3 = \Psi l \sin \Psi_{21} ; \quad y_3 = -\Psi l \cos \Psi_{21} . \quad (3.39)$$

și dacă se procedează la substituirea relațiilor (3.39) în (3.38) se obține pentru variația deformației ramurii conduse :

$$\begin{aligned}\Delta l_2 &= (x_2 - x_1) \cos \tau_{22} + (y_2 - y_1) \sin \tau_{22} + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 + \\ &+ \Psi l [\sin \Psi_{21} (\cos \tau_{21} - \cos \tau_{22}) - \cos \Psi_{21} (\sin \tau_{22} + \sin \tau_{21})] .\end{aligned}$$

Variația deformației ramurilor transmisiei va avea ca urmare modificarea stării de tensiune efective în acestea, între cele două măriri existînd o legătură de forma :

$$\Delta l_1 = \alpha_1 \Delta \sigma_1 ; \quad \Delta l_2 = \alpha_2 \Delta \sigma_2 ,$$

în care coeficienții $\alpha_{1,2}$ își mențin semnificația de la § 3.1. Dir dependențele anterioare poate fi exprimată variația stării de tensiune :

$$\begin{aligned}\Delta \sigma_1 &= \frac{1}{\alpha_1} [(x_2 - x_1) \cos \tau_0 + (y_2 - y_1) \sin \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2] ; \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{1}{\alpha_2} \left\{ (x_2 - x_1) \cos \tau_{22} + (y_2 - y_1) \sin \tau_{22} + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 + \right. \\ &\quad \left. + \Psi l [\sin \Psi_{21} (\cos \tau_{21} - \cos \tau_{22}) - \cos \Psi_{21} (\sin \tau_{22} + \sin \tau_{21})] \right\} .\end{aligned}\quad (3.40)$$

Relațiile (3.40) pot fi aduse la o formă simplificată, dacă, după prelucrarea lor, se adoptă notațiile :

$$a'_1 = 0 ; \quad a'_2 = -\frac{\cos \tau_0}{\alpha_1} = -\alpha'_3 ; \quad a'_4 = -\frac{\sin \tau_0}{\alpha_1} = -a'_5 ;$$

$$a'_6 = -\frac{D_1}{2\alpha_1}; \quad a'_7 = \frac{D_2}{2\alpha_1};$$

$$a''_1 = \frac{[\sin \psi_{21} (\cos \delta_{21} - \cos \delta_{22}) - \cos \psi_{21} (\sin \delta_{22} + \sin \delta_{21})]}{\alpha_2};$$

$$a''_2 = -\frac{\cos \delta_{22}}{\alpha_2} = a''_3; \quad a''_4 = -\frac{\sin \delta_{22}}{\alpha_2} = -a''_5;$$

$$a''_6 = \frac{D_1}{2\alpha_2}; \quad a''_7 = -\frac{D_2}{2\alpha_2}.$$

Noua formă a relațiilor (3.40), în consecință, va fi :

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_1 &= a'_1 \psi + a'_2 x_1 + a'_3 x_2 + a'_4 y_1 + a'_5 y_2 + a'_6 \theta_1 + a'_7 \theta_2; \\ \Delta \sigma_2 &= a''_1 \psi + a''_2 x_1 + a''_3 x_2 + a''_4 y_1 + a''_5 y_2 + a''_6 \theta_1 + a''_7 \theta_2. \end{aligned} \quad (3.40)$$

Modificarea stării de tensiune din ramurile transmisiei va fi urmată de apariția unei variații a momentelor de torsiune aplicate roților active :

$$\Delta M_{t1} = \frac{A_c D_1}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2); \quad \Delta M_{t2} = \frac{A_c D_2}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2). \quad (3.41)$$

Prin înlocuirea relațiilor (3.40 a), variația momentelor de torsiune $M_{t1,2}$ va putea fi pusă sub formă :

$$\begin{aligned} \Delta M_{t1} &= b'_1 \psi + b'_2 x_1 + b'_3 x_2 + b'_4 y_1 + b'_5 y_2 + b'_6 \theta_1 + b'_7 \theta_2; \\ \Delta M_{t2} &= b''_1 \psi + b''_2 x_1 + b''_3 x_2 + b''_4 y_1 + b''_5 y_2 + b''_6 \theta_1 + b''_7 \theta_2. \end{aligned}$$

Obținerea acestei forme de scriere a fost posibilă în urma utilizării notațiilor conținute în tabelul 3.2.

Si reacțiunile pe arborii transmisiei vor suferi variații datorită modificării tensiunii efective $\sigma_{1,2}$ din ramurile libere ale curelei. Procedind la descompunerea reacțiunii pe arbori după axele sistemului de referință acceptat, variația componentelor reacțiunilor pot fi scrise după cum urmează (fig. 3.6 a):

$$\begin{aligned} \Delta T x_1 &= A_c (\Delta \sigma_1 \cos \delta_0 + \Delta \sigma_2 \cos \delta_{21}); \\ \Delta T y_1 &= A_c (\Delta \sigma_1 \sin \delta_0 + \Delta \sigma_2 \sin \delta_{21}); \\ \Delta T x_2 &= A_c (\Delta \sigma_1 \cos \delta_0 + \Delta \sigma_2 \cos \delta_{22}); \\ \Delta T y_2 &= A_c (\Delta \sigma_1 \sin \delta_0 - \Delta \sigma_2 \sin \delta_{22}); \end{aligned} \quad (3.42)$$

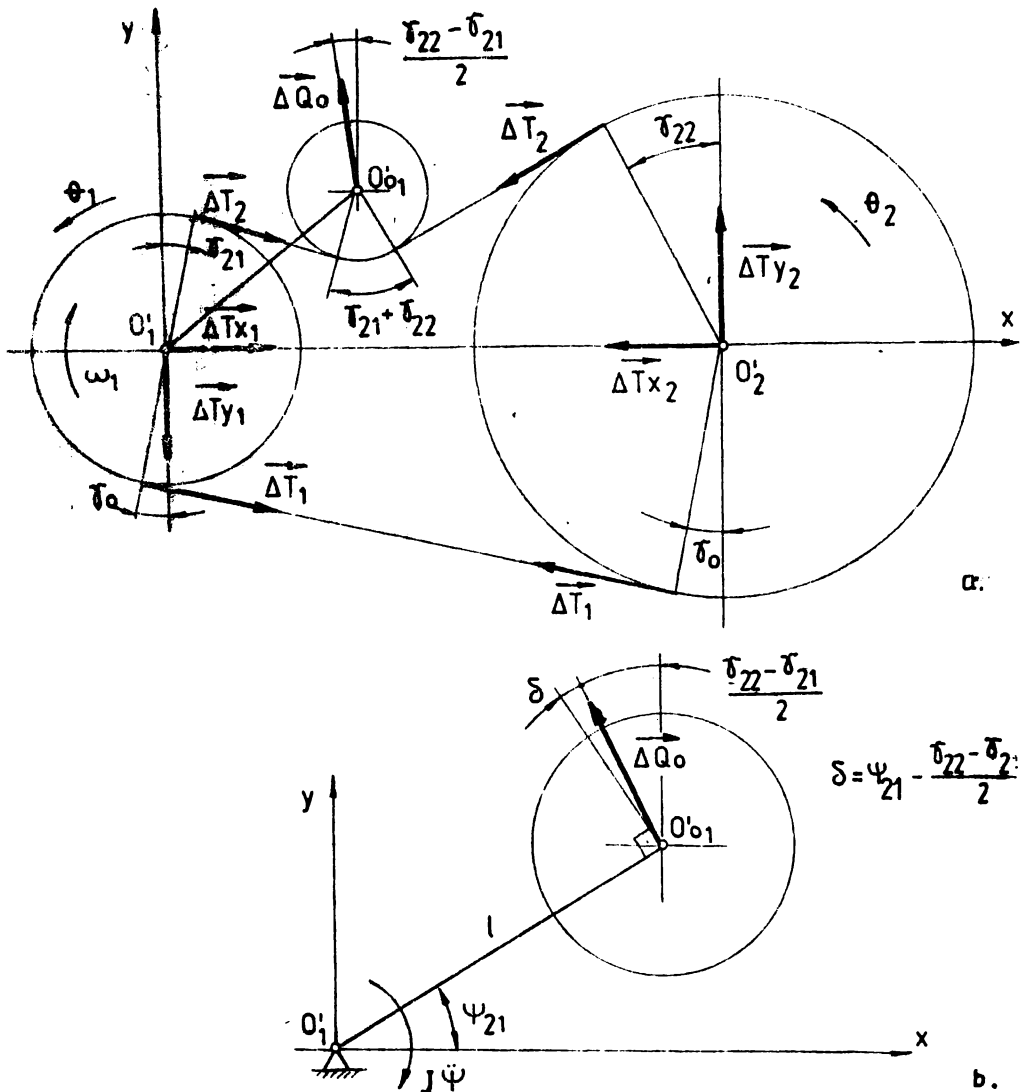


FIG. 3.6

Dacă se au în vedere expresiile variației tensiunilor din ramuri (3.40 a), relațiile anterioare pot fi scrise sub formă :

$$\Delta T_{x1} = c_1^0 \psi + c_2^0 x_1 + c_3^0 x_2 + c_4^0 y_1 + c_5^0 y_2 + c_6^0 \theta_1 + c_7^0 \theta_2$$

$$\Delta T_{y1} = c_1^0 \psi + c_2^0 x_1 + c_3^0 x_2 + c_4^0 y_1 + c_5^0 y_2 + c_6^0 \theta_1 + c_7^0 \theta_2$$

(3.42 a.)

$$\Delta T_{x2} = d_1^0 \psi + d_2^0 x_1 + d_3^0 x_2 + d_4^0 y_1 + d_5^0 y_2 + d_6^0 \theta_1 + d_7^0 \theta_2$$

$$\Delta T_{y2} = d_1^0 \psi + d_2^0 x_1 + d_3^0 x_2 + d_4^0 y_1 + d_5^0 y_2 + d_6^0 \theta_1 + d_7^0 \theta_2$$

TABELUL 3.2

$b_1' = \frac{A_c D_1}{2} (a_1' - a_1'')$	$b_1'' = \frac{D_2}{D_1} b_1'$
$b_2' = \frac{A_c D_1}{2} (a_2' - a_2'')$	$b_2'' = \frac{D_2}{D_1} b_2'$
$b_3' = \frac{A_c D_1}{2} (a_3' - a_3'')$	$b_3'' = \frac{D_2}{D_1} b_3'$
$b_4' = \frac{A_c D_1}{2} (a_4' - a_4'')$	$b_4'' = \frac{D_2}{D_1} b_4'$
$b_5' = \frac{A_c D_1}{2} (a_5' - a_5'')$	$b_5'' = \frac{D_2}{D_1} b_5'$
$b_6' = \frac{A_c D_1}{2} (a_6' - a_6'')$	$b_6'' = \frac{D_2}{D_1} b_6'$
$b_7' = \frac{A_c D_1}{2} (a_7' - a_7'')$	$b_7'' = \frac{D_2}{D_1} b_7'$

Se menționează că în relațiile (3.42 a) au fost utilizate abreviațiile conținute în tabelul 3.3.

Analizînd echilibrul rolei de întindere a ramurii trase se poate observa că drept consecință a variației tensiunii efective $\bar{\sigma}_2$ din această ramură se va modifica și valoarea forței \bar{Q}_0 ce acționează asupra axului rolei. Variația acestei forțe poate fi exprimată în următorul mod :

$$\Delta Q_0 = 2 T_2 \cos \frac{\bar{\tau}_{22} + \bar{\tau}_{21}}{2} = 2 A_c \Delta \bar{\sigma}_2 \cos \frac{\bar{\tau}_{22} + \bar{\tau}_{21}}{2}. \quad (3.43)$$

Momentul acestei variații în raport cu punctul O_1 influențează mișcarea brațului port-rolă. Acest moment are expresia (fig. 3.6.b):

$$\Delta M_3 = \Delta Q_0 \cos \left(\psi_2 - \frac{\bar{\tau}_{22} - \bar{\tau}_{21}}{2} \right). \quad (3.44)$$

Dacă se substituie corespunzător în relația (3.43) valoarea $\Delta \bar{\sigma}_2$ conform (3.40 a) și apoi expresia rezultată în (3.44), variația momentului ΔM_3 va deveni :

$$\Delta M_3 = e_1 \psi + e_2 x_1 + e_3 x_3 + e_4 y_1 + e_5 y_2 + e_6 \theta_1 + e_7 \theta_2. \quad (3.44)$$

În relația (3.44 a) s-au folosit notațiile :

$$e_1 = -a_1'' \alpha_3; \quad e_2 = -a_2'' \alpha_3; \quad e_3 = -a_3'' \alpha_3; \quad e_4 = -a_4'' \alpha_3;$$

$$e_5 = -a_5'' \alpha_3; \quad e_6 = -a_6'' \alpha_3; \quad e_7 = -a_7'' \alpha_3 \text{ și}$$

$$\alpha_3 = A_c \cos \frac{\bar{\tau}_{22} + \bar{\tau}_{21}}{2} \cos \frac{\psi_2 - \bar{\tau}_{22} + \bar{\tau}_{21}}{2}.$$

Ecuția diferențială de mișcare a brațului port-rolă în jurul articulației O_1 :

$$J \ddot{\psi} - \Delta M_3 = 0 \quad (3.45)$$

TABELUL 3.3

$c'_1 = A_c (a'_1 \cos \delta_0 + a''_1 \cos \delta_{21})$	$c''_1 = A_c (a'_1 \sin \delta_0 + a''_1 \sin \delta_{21})$
$c'_2 = A_c (a'_2 \cos \delta_0 + a''_2 \cos \delta_{21})$	$c''_2 = A_c (a'_2 \sin \delta_0 + a''_2 \sin \delta_{21})$
$c'_3 = A_c (a'_3 \cos \delta_0 + a''_3 \cos \delta_{21})$	$c''_3 = A_c (a'_3 \sin \delta_0 + a''_3 \sin \delta_{21})$
$c'_4 = A_c (a'_4 \cos \delta_0 + a''_4 \cos \delta_{21})$	$c''_4 = A_c (a'_4 \sin \delta_0 + a''_4 \sin \delta_{21})$
$c'_5 = A_c (a'_5 \cos \delta_0 + a''_5 \cos \delta_{21})$	$c''_5 = A_c (a'_5 \sin \delta_0 + a''_5 \sin \delta_{21})$
$c'_6 = A_c (a'_6 \cos \delta_0 + a''_6 \cos \delta_{21})$	$c''_6 = A_c (a'_6 \sin \delta_0 + a''_6 \sin \delta_{21})$
$c'_7 = A_c (a'_7 \cos \delta_0 + a''_7 \cos \delta_{21})$	$c''_7 = A_c (a'_7 \sin \delta_0 + a''_7 \sin \delta_{21})$
$d'_1 = A_c (a'_1 \cos \delta_0 + a''_1 \cos \delta_{22})$	$d''_1 = A_c (a'_1 \sin \delta_0 - a''_1 \sin \delta_{22})$
$d'_2 = A_c (a'_2 \cos \delta_0 + a''_2 \cos \delta_{22})$	$d''_2 = A_c (a'_2 \sin \delta_0 - a''_2 \sin \delta_{22})$
$d'_3 = A_c (a'_3 \cos \delta_0 + a''_3 \cos \delta_{22})$	$d''_3 = A_c (a'_3 \sin \delta_0 - a''_3 \sin \delta_{22})$
$d'_4 = A_c (a'_4 \cos \delta_0 + a''_4 \cos \delta_{22})$	$d''_4 = A_c (a'_4 \sin \delta_0 - a''_4 \sin \delta_{22})$
$d'_5 = A_c (a'_5 \cos \delta_0 + a''_5 \cos \delta_{22})$	$d''_5 = A_c (a'_5 \sin \delta_0 - a''_5 \sin \delta_{22})$
$d'_6 = A_c (a'_6 \cos \delta_0 + a''_6 \cos \delta_{22})$	$d''_6 = A_c (a'_6 \sin \delta_0 - a''_6 \sin \delta_{22})$
$d'_7 = A_c (a'_7 \cos \delta_0 + a''_7 \cos \delta_{22})$	$d''_7 = A_c (a'_7 \sin \delta_0 - a''_7 \sin \delta_{22})$

după înlocuirea expresiei (3.44 a) și utilizarea notațiilor :

$$a_{11} = -\frac{e_1}{J}; \quad a_{12} = -\frac{e_2}{J}; \quad a_{13} = -\frac{e_3}{J}; \quad a_{14} = -\frac{e_4}{J};$$

$$a_{15} = -\frac{e_5}{J}; \quad a_{16} = -\frac{e_6}{J}; \quad a_{17} = -\frac{e_7}{J},$$

ajunge la forma :

$$\ddot{\Psi} + a_{11}\dot{\Psi} + a_{12}x_1 + a_{13}x_2 + a_{14}y_1 + a_{15}y_2 + a_{16}\theta_1 + a_{17}\theta_2 = 0. \quad (3.45)$$

Pentru roțile active ale transmisiei, în urma aplicării principiului lui D'Alembert, se obțin următoarele ecuații de mișcare :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_{11}x_1 - \Delta T x_1 = F_{x1} \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{22}x_2 + \Delta T x_2 = F_{x2} \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_{12}y_1 + \Delta T y_1 = F_{y1} \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{22}y_2 + \Delta T y_2 = F_{y2} \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + \Delta M t_1 = M_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \theta_2 - \Delta M t_2 = M_2 \end{cases} \quad (3.46)$$

Sistemul de ecuații diferențiale (3.46), în urma substituirii termenilor determinați anterior poate fi pus sub forma :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + a_{21}\dot{\Psi} + a_{22}x_1 + a_{23}x_2 + a_{24}y_1 + a_{25}y_2 + a_{26}\theta_1 + a_{27}\theta_2 &= F'_{x1} \\ \ddot{x}_2 + a_{31}\dot{\Psi} + a_{32}x_1 + a_{33}x_2 + a_{34}y_1 + a_{35}y_2 + a_{36}\theta_1 + a_{37}\theta_2 &= F'_{x2} \\ \ddot{y}_1 + a_{41}\dot{\Psi} + a_{42}x_1 + a_{43}x_2 + a_{44}y_1 + a_{45}y_2 + a_{46}\theta_1 + a_{47}\theta_2 &= F'_{y1} \\ \ddot{y}_2 + a_{51}\dot{\Psi} + a_{52}x_1 + a_{53}x_2 + a_{54}y_1 + a_{55}y_2 + a_{56}\theta_1 + a_{57}\theta_2 &= F'_{y2} \\ \ddot{\theta}_1 + a_{61}\dot{\Psi} + a_{62}x_1 + a_{63}x_2 + a_{64}y_1 + a_{65}y_2 + a_{66}\theta_1 + a_{67}\theta_2 &= M'_1 \\ \ddot{\theta}_2 + a_{71}\dot{\Psi} + a_{72}x_1 + a_{73}x_2 + a_{74}y_1 + a_{75}y_2 + a_{76}\theta_1 + a_{77}\theta_2 &= M'_2 \end{aligned} \quad (3.46)$$

în cazul utilizării notațiilor din tabelul 3.4.

Asocierea ecuației (3.45 a) la sistemul (3.46 a) conduce la obținerea unui nou sistem de șapte ecuații diferențiale cu tot atâtea necunoscute, care permite studiul oscilațiilor transmisiei prin cure tensionată cu rolă de întindere.

Situația analizată mai sus poate fi cu ușurință particularizată pentru cazul în care arborii transmisiei ar fi lăgăruși astfel încât să nu fie posibilă apariția deplasărilor centrelor roților ($x = x_2 = y_1 = y_2 = 0$).

TABELUL 3.4

$a_{21} = -\frac{c_1}{m_1}$	$a_{22} = \frac{k_{11} - c_2}{m_1}$	$a_{23} = -\frac{c_3}{m_1}$	$a_{24} = -\frac{c_4}{m_1}$	$a_{25} = -\frac{c_5}{m_1}$	$a_{26} = -\frac{c_6}{m_1}$	$a_{27} = -\frac{c_7}{m_1}$	$F'_{x1} = \frac{F_{x1}}{m_1}$
$a_{31} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{32} = \frac{d_2}{m_2}$	$a_{33} = \frac{k_{21} + d_3}{m_2}$	$a_{34} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{35} = \frac{d_5}{m_2}$	$a_{36} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{37} = \frac{d_7}{m_2}$	$F'_{x2} = \frac{F_{x2}}{m_2}$
$a_{41} = \frac{c_1}{m_1}$	$a_{42} = \frac{c_2}{m_1}$	$a_{43} = \frac{c_3}{m_1}$	$a_{44} = \frac{k_{12} + c_4}{m_1}$	$a_{45} = \frac{c_5}{m_1}$	$a_{46} = \frac{c_6}{m_1}$	$a_{47} = \frac{c_7}{m_1}$	$F'_{y1} = \frac{F_{y1}}{m_1}$
$a_{51} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{52} = \frac{d_2}{m_2}$	$a_{53} = \frac{d_3}{m_2}$	$a_{54} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{55} = \frac{k_{22} + d_5}{m_2}$	$a_{56} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{57} = \frac{d_7}{m_2}$	$F'_{y2} = \frac{F_{y2}}{m_2}$
$a_{61} = \frac{b_1}{J_1}$	$a_{62} = \frac{b_2}{J_1}$	$a_{63} = \frac{b_3}{J_1}$	$a_{64} = \frac{b_4}{J_1}$	$a_{65} = \frac{b_5}{J_1}$	$a_{66} = \frac{k_1 + b_6}{J_1}$	$a_{67} = \frac{b_7}{J_1}$	$M'_1 = \frac{M_1}{J_1}$
$a_{71} = -\frac{b_1}{J_2}$	$a_{72} = -\frac{b_2}{J_2}$	$a_{73} = -\frac{b_3}{J_2}$	$a_{74} = -\frac{b_4}{J_2}$	$a_{75} = -\frac{b_5}{J_2}$	$a_{76} = -\frac{b_6}{J_2}$	$a_{77} = -\frac{b_7}{J_2}$	$M'_2 = \frac{M_2}{J_2}$

În acest caz relațiile (3.40 a) vor deveni :

$$\begin{aligned}\Delta\sigma_1 &= a'_1\Psi + a'_2\theta_1 + a'_3\theta_2 ; \\ \Delta\sigma_2 &= a''_2\Psi + a''_2\theta_1 + a''_3\theta_2 ,\end{aligned}\quad (3.47)$$

în eventualitatea utilizării notațiilor :

$$\begin{aligned}a'_1 &= 0 ; \quad a'_2 = -\frac{D_1}{2\alpha_1} ; \quad a'_3 = \frac{D_2}{2\alpha_1} ; \\ a''_1 &= \frac{[(\sin\Psi_{21}(\cos\delta_{21} - \cos\delta_{22}) - \cos\Psi_{21}(\sin\delta_{21} + \sin\delta_{22}))]}{\alpha_1} ; \\ a''_2 &= \frac{D_1}{2\alpha_2} ; \quad a''_3 = -\frac{D_2}{2\alpha_2} .\end{aligned}$$

Correspondența, variația momentelor de torsiune aplicate roților de curea se vor putea scrie :

$$\begin{aligned}\Delta M_{t1} &= \frac{A_c D_1}{2} [\Psi(a'_1 - a''_1) + \theta_1(a'_2 - a''_2) + \theta_1(a'_3 - a''_3)] ; \\ \Delta M_{t2} &= \frac{A_c D_2}{2} [\Psi(a'_1 - a''_1) + \theta_2(a'_2 - a''_2) + \theta_2(a'_3 - a''_3)] ,\end{aligned}\quad (3.48)$$

iar variația proiecțiilor reacțiunilor pe arborei vor deveni :

$$\begin{aligned}\Delta T_{x1} &= \Psi A_c (a'_1 \cos \delta_0 + a''_1 \cos \delta_{21}) + \theta_1 A_c (a'_2 \cos \delta_0 + a''_2 \cos \delta_{21}) + \\ &\quad + \theta_2 A_c (a'_3 \cos \delta_0 + a''_3 \cos \delta_{21}) \\ \Delta T_{y1} &= \Psi A_c (a'_1 \sin \delta_0 + a''_1 \sin \delta_{21}) + \theta_1 A_c (a'_2 \sin \delta_0 + a''_2 \sin \delta_{21}) + \\ &\quad + \theta_2 A_c (a'_3 \sin \delta_0 + a''_3 \sin \delta_{21}) \\ \Delta T_{x2} &= \Psi A_c (a'_1 \cos \delta_0 + a''_1 \cos \delta_{22}) + \theta_1 A_c (a'_2 \cos \delta_0 + a''_2 \cos \delta_{22}) + \\ &\quad + \theta_2 A_c (a'_3 \cos \delta_0 + a''_3 \cos \delta_{22}) \\ \Delta T_{y2} &= \Psi A_c (a'_1 \sin \delta_0 - a''_1 \sin \delta_{22}) + \theta_1 A_c (a'_2 \sin \delta_0 - a''_2 \sin \delta_{22}) + \\ &\quad + \theta_2 A_c (a'_3 \sin \delta_0 - a''_3 \sin \delta_{22})\end{aligned}\quad (3.49)$$

Ecuația de mișcare a brațului port-rolă, respectiv cele ale roților de curea vor putea fi scrise în acest caz :

$$\begin{cases} \ddot{\Psi} + a_{11}\ddot{\Psi} + a_{12}\ddot{\theta}_1 + a_{13}\ddot{\theta}_2 = 0 \\ \ddot{\theta}_1 + a_{21}\ddot{\Psi} + a_{22}\ddot{\theta}_1 + a_{23}\ddot{\theta}_2 = M'_1 \\ \ddot{\theta}_2 + a_{31}\ddot{\Psi} + a_{32}\ddot{\theta}_1 + a_{33}\ddot{\theta}_2 = M'_2 \end{cases}\quad (3.50)$$

Notații acceptate în scrierea sistemului de ecuații (3.50) rezultă din tabelul 3.5.

$a_{11} = -\frac{\alpha_3 a_1^*}{J}$	$a_{12} = -\frac{\alpha_3 a_2^*}{J}$	$a_{13} = -\frac{\alpha_3 a_3^*}{J}$
$a_{21} = \frac{A_c D_1 (a_1^* - a_1)}{2J_1}$	$a_{22} = \frac{A_c D_1 (a_2^* - a_2) + 2k}{2J_1}$	$a_{23} = \frac{A_c D_1 (a_3^* - a_3)}{2J_1}$
$a_{31} = \frac{A_c D_2 (a_1^* - a_1)}{2J_2}$	$a_{32} = \frac{A_c D_2 (a_2^* - a_2)}{2J_2}$	$a_{33} = \frac{A_c D_2 (a_3^* - a_3) + 2k}{2J_2}$

Simplificând în continuare situația, adică presupunând că și rotațiile relative ale roților sînt nule ($\theta_1 = \theta_2 = 0$), din (3.40 a) rezultă :

$$\Delta G_1 = 0; \quad \Delta G_2 = \psi \frac{[\sin \Psi_{21} (\cos \delta_{21} - \cos \delta_{22}) - \cos \Psi_{21} (\sin \delta_{21} + \sin \delta_{22})]}{\alpha_1} \quad (3.51)$$

În consecință ecuația de mișcare a brațului port-rolă va deveni

$$\ddot{\psi} + \psi \frac{\alpha_3 [\cos \Psi_{21} (\sin \delta_{21} + \sin \delta_{22}) - \sin \Psi_{21} (\cos \delta_{21} - \cos \delta_{22})]}{\alpha_2 J} = 0. \quad (3.52)$$

3.3. Transmisia cu SPA comandat direct de către momentul de torsiune rezistent.

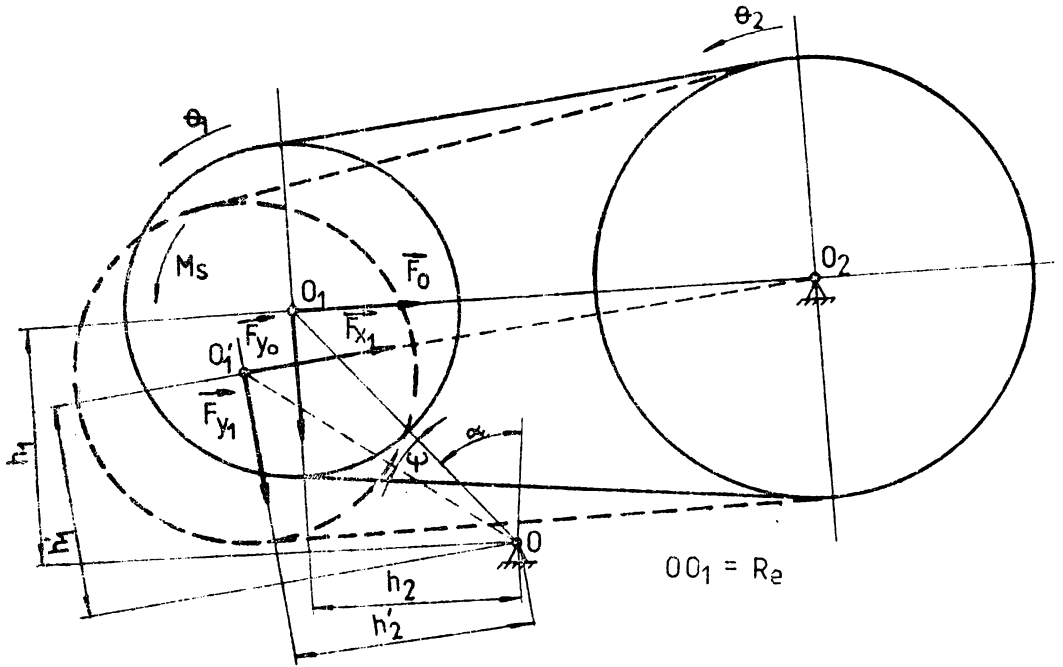
Oricare ar fi soluția constructivă adoptată pentru SPA aparținând acestei clase, faptul că motorul este fixat excentric permite reducerea sistemului la modelul prezentat în figura 2.9.

Existența în punctul O a unei articulații face ca în regim de oscilații deplasările rezemelor fixe O_1 și O_2 să rămână relativ mici comparativ cu cele ale centrului O_1 al sistemului basculant, motiv pentru care în cele ce urmează primele vor fi neglijate.

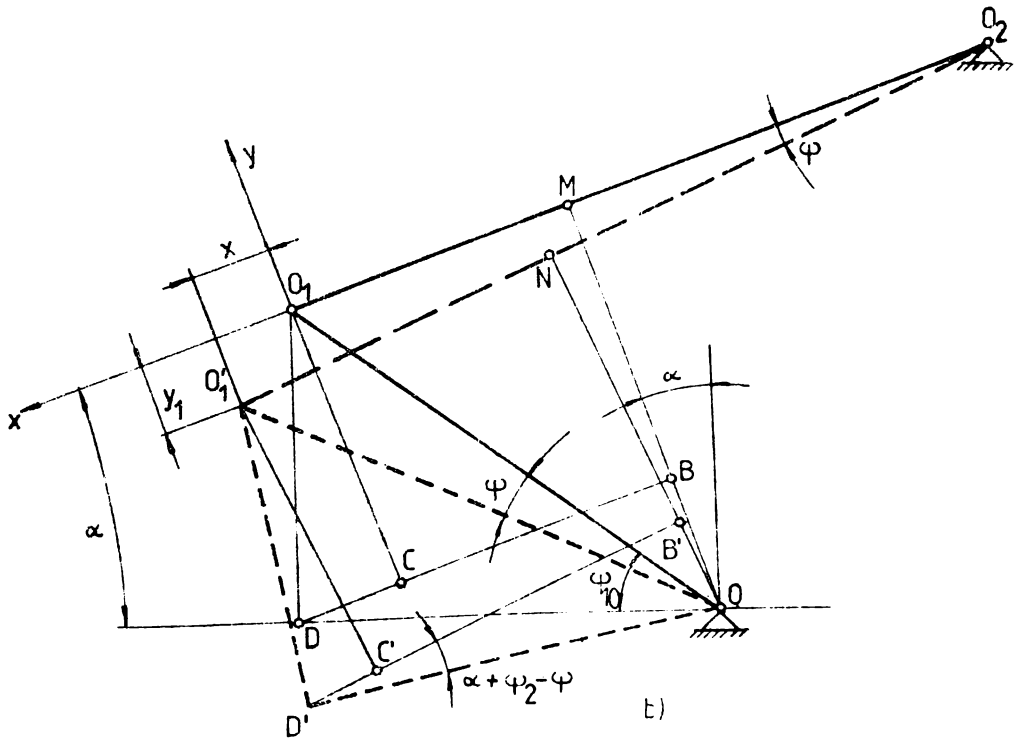
Considerînd reprezentarea schematică a SW din figura 3.7, la răsucirea brațului de excentric $OO_1 = R_e$ cu unghiul ψ în raport cu poziția pe care o ocupă în regim stabilizat (caracterizată prin unghiul de poziție α), punctul O_1 se va deplasa în poziția O_1' de coordonate x_1, y_1 .

Ecuația de mișcare a sistemului basculant în raport cu articulația O este :

$$\ddot{\psi} = \Delta (F y_1 h_2' - F x_1 h_1') + \Delta M_s + \Delta (G R_e \sin \Psi_{10}) \quad (3.53)$$



a)



b)

Fig. 3.7

în care s-au efectuat următoarele notații :

- J_1 - pentru momentul de inerție în raport cu punctul O al motorului de acționare împreună cu piesele în mișcare de rotație ale sistemului de fixare al acestuia ;
- F_{x1}, F_{y1} - componentele după linia centrelor și normale la aceasta ale forței de interacțiune rotor-stator ;
- $h'_{1,2}$ - lungimile brațelor componentelor menționate în raport cu punctul O ;
- M_S - momentul statoric corespunzător poziției considerate ;
- $G R_e \sin \psi_{10}$ - momentul față de centrul articulației al greutateii motorului împreună cu piesele în mișcare ale sistemului de fixare al acestuia.

Dacă se are în vedere că STA este echilibrat static, ultimul termen al relației (3.53) dispare și, după dezvoltare, relația poate fi adusă la forma :

$$\dot{\Psi} = \Delta F_{y1} h_2 - \Delta F_{x1} h_1 + F_{y0} \Delta h_2 - F_{x0} \Delta h_1 + \Delta M_S, \quad (3.54)$$

utilizându-se următoarele notații :

- $\Delta F_{x1}, \Delta F_{y1}$ - pentru variația componentelor interacțiunii rotor-stator între poziție pe care o ocupă sistemul basculant în regim neperturbat și în regim de oscilații ;
- $h_{1,2}$ - lungimile brațelor componentelor de mai sus la funcționare în regim neperturbat ;
- F_{x0}, F_{y0} - componentele forței de interacțiune în regim neperturbat ;
- $\Delta h_{1,2}$ - variația lungimii brațelor $h_{1,2}$.

Pentru determinarea variației $\Delta h_{1,2}$ este necesar ca în prealabil să se stabilească expresiile corespunzătoare pentru lungimile $h_{1,2}$ și $h'_{1,2}$. Conform figurii 3.7 b se obține :

$$\begin{aligned} h_1 &= OM = OB + BM = Re \sin (\psi_{10} + \alpha) \\ h_2 &= CB = DB - DC = Re \cos (\psi_{10} + \alpha) \\ h_1 &= ON = OB' + B'N = Re \sin (\psi_{10} + \alpha + \psi_2 - \Psi) \\ h_2 &= C'B' = D'B' - D'C' = Re \cos (\psi_{10} + \alpha + \psi_2 - \Psi) \end{aligned} \quad (3.55)$$

În situația unor oscilații mici ale brațului basculant OO_1 , un-

ghiul Ψ_2 se modifică cu o cîtime neglijabilă, astfel încît variația lungimii brațelor poate fi exprimată ca fiind :

$$\begin{aligned}\Delta h_1 &= h_1' - h_1 = -\Psi \operatorname{Re} \cos(\Psi_{10} + \alpha) = a_1 \Psi ; \\ \Delta h_2 &= h_2' - h_2 = \Psi \operatorname{Re} \sin(\Psi_{10} + \alpha) = a_2 \Psi ,\end{aligned}\quad (3.56)$$

unde s-au utilizat abrevierile :

$$a_1 = -\operatorname{Re} \cos(\Psi_{10} + \alpha) ; \quad a_2 = \operatorname{Re} \sin(\Psi_{10} + \alpha) .$$

Coordonatele punctului O_1' în raport cu sistemul de referință x_0, y_0 vor rezulta cu aproximația corespunzătoare :

$$x_1 = \Delta h_2 ; \quad y_1 = \Delta h_1 . \quad (3.57)$$

La modificarea poziției brațului basculant în ramurile transmisiei starea de tensiune efectivă va varia corespunzător. Pe de altă parte, dacă se acceptă că roțile transmisiei vor suferi între situația de funcționare neperturbată și în regim de oscilații rotiri relative $\theta_{1,2}$, acestea vor introduce și ele variații ale stării efectiv de solicitare.

Variația globală datorată ambelelor cauze, acceptînd semnificația coeficienților $\alpha_{1,2}$ conform § 3.1, are expresia :

$$\begin{aligned}\Delta \sigma_1 &= \frac{1}{\alpha_1} \left(x_1 \cos \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2 \right) ; \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{1}{\alpha_2} \left(x_1 \cos \tau_0 + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 \right) .\end{aligned}\quad (3.58)$$

Înlocuindu-se mai sus valoarea coordonatei x_1 se obține :

$$\begin{aligned}\Delta \sigma_1 &= \frac{1}{\alpha_1} \left(a_2 \Psi \cos \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2 \right) ; \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{1}{\alpha_2} \left(a_2 \Psi \cos \tau_0 + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 \right) .\end{aligned}\quad (3.59)$$

Schimbarea stării de tensiune va avea implicații atât asupra momentului de torsiune ce acționează asupra celor două roți de curea, cât și asupra reacțiunilor pe arborii transmisiei.

Momentul de torsiune $M_{t1,2}$ va suferi o variație $\Delta M_{t1,2}$, a cărei expresie este :

$$\Delta M_{t1,2} = A_c \frac{D_{1,2}}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2) . \quad (3.59)$$

Dacă se înlocuiesc valorile (3.59 a) ale variației stării de

tenșiune și se utilizează notațiile :

$$\begin{aligned}
 b_1 &= \frac{A_c D_1}{2} \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} a_2 \cos \bar{\tau}_0 ; & c_1 &= \frac{A_c D_2}{2} \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} a_2 \cos \bar{\tau}_0 ; \\
 b_2 &= -\frac{A_c D_1^2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} ; & c_2 &= -\frac{A_c D_1 D_2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} ; \\
 b_3 &= \frac{A_c D_1 D_2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} ; & c_3 &= \frac{A_c D_2^2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} ,
 \end{aligned}$$

variația momentelor de torsiune va deveni :

$$\begin{aligned}
 \Delta M t_1 &= b_1 \Psi + b_2 \theta_1 + b_3 \theta_2 ; \\
 \Delta M t_2 &= c_1 \Psi + c_2 \theta_1 + c_3 \theta_2 .
 \end{aligned} \quad (3.59)$$

În ceea ce privește variația reacțiunilor pe arborele motor, aceasta poate fi descompusă după axele sistemului de referință considerat, obținându-se componentele :

$$\begin{aligned}
 \Delta T x_1 &= A_c (\Delta \bar{\sigma}_1 + \Delta \bar{\sigma}_2) \cos \bar{\tau}_0 ; \\
 \Delta T y_1 &= A_c (\Delta \bar{\sigma}_1 - \Delta \bar{\sigma}_2) \sin \bar{\tau}_0 .
 \end{aligned} \quad (3.60)$$

Procedându-se analog cu situația anterioară, însă utilizând abreviațiile :

$$\begin{aligned}
 d_1 &= A_c a_2 \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \cos^2 \bar{\tau}_0 ; & e_1 &= A_c a_2 \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \bar{\tau}_0 \cos \bar{\tau}_0 ; \\
 d_2 &= \frac{A_c D_1}{2} \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \bar{\tau}_0 ; & e_2 &= -\frac{A_c D_2}{2} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \bar{\tau}_0 ; \\
 d_3 &= \frac{A_c D_2}{2} \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \cos \bar{\tau}_0 ; & e_3 &= \frac{A_c D_2}{2} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \bar{\tau}_0 ,
 \end{aligned}$$

expresia componentelor reacțiunii pe arborele motor pot fi aduse la forma :

$$\begin{aligned}
 \Delta T x_1 &= d_1 \Psi + d_2 \theta_1 + d_3 \theta_2 ; \\
 \Delta T y_1 &= e_1 \Psi + e_2 \theta_1 + e_3 \theta_2 .
 \end{aligned} \quad (3.60)$$

Ținând seama de sistemul de forțe și momente care acționează asupra ansamblului constituit de roata motoare a transmisiei și de motorul de acționare (fig. 3.8), ecuațiile de mișcare ale acestuia vor fi :

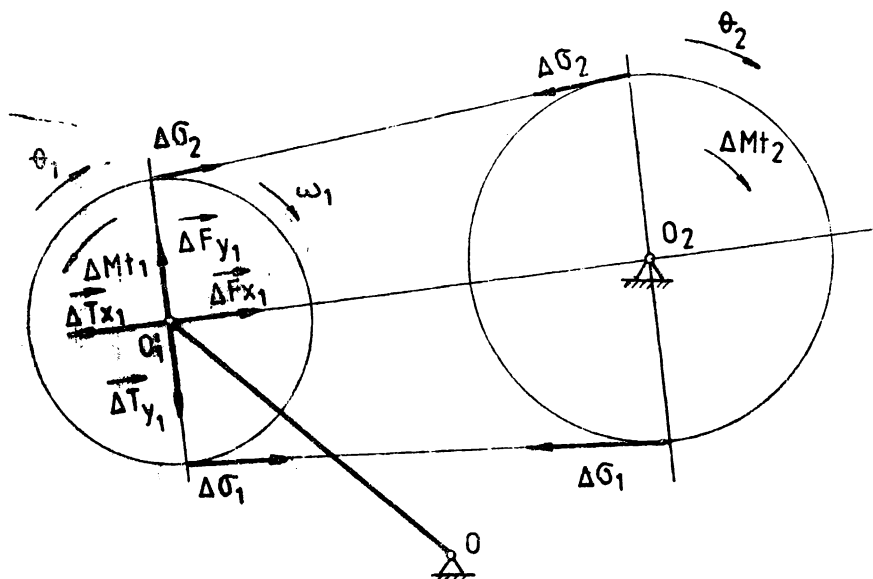


Fig. 3.8

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = \Delta F_{x1} - \Delta T_{x1} \\ m_1 \ddot{y}_1 = \Delta T_{y1} - \Delta F_{y1} \\ J_1' \dot{\theta}_1 = \Delta M_s - \Delta M t_1, \end{cases} \quad (3.61)$$

unde m_1 și J_1' reprezintă masa, respectiv momentul de inerție al ansamblului considerat.

Primele două ecuații ale sistemului (3.61) permit determinarea componentelor ΔF_{x1} și ΔF_{y1} după axele acceptate ale interacțiunii rotor-stator :

$$\begin{aligned} \Delta F_{x1} &= m_1 \ddot{x}_1 + \Delta T_{x1}; \\ \Delta F_{y1} &= \Delta T_{y1} - m_1 \ddot{y}_1. \end{aligned} \quad (3.62)$$

Înlocuind mai sus derivata a doua în raport cu timpul a expresiilor (3.57) și valorile corespunzătoare ale componentelor (3.60) ale reacțiunii pe arborele motor se obține :

$$\begin{aligned} \Delta F_{x1} &= m_1 a_2 \ddot{\Psi} + d_1 \dot{\Psi} + d_2 \dot{\theta}_2 + d_3 \theta_2; \\ \Delta F_{y1} &= e_1 \dot{\Psi} + e_2 \dot{\theta}_1 + e_3 \theta_2 - m_1 a_1 \ddot{\Psi}. \end{aligned} \quad (3.62 \text{ a})$$

O dată stabilite expresiile tuturor termenilor ecuației (3.54) ce caracterizează mișcarea sistemului basculant în jurul punctului fix O, după înlocuire și structurare corespunzătoare se obține :

$$\ddot{\Psi} + a_{11}\dot{\Psi} + a_{12}\dot{\theta}_1 + a_{13}\dot{\theta}_2 = \Delta M_s' . \quad (3.63)$$

În scrierea relației (3.63) s-au efectuat următoarele notații :

$$a_{11} = \frac{d_1 h_1 - e_1 h_2 + F_{x0} a_1 - F_{y0} a_2}{J_1 + m_1 (a_1 h_2 + a_2 h_1)} ; \quad a_{12} = \frac{d_2 h_1 - e_2 h_2}{J_1 + m_1 (a_1 h_2 + a_2 h_1)} ;$$

$$a_{13} = \frac{d_3 h_1 - e_3 h_2}{J_1 + m_1 (a_1 h_2 + a_2 h_1)} ; \quad \Delta M_s' = \frac{\Delta M_s}{J_1 + m_1 (a_1 h_2 + a_2 h_1)} .$$

Cea de a treia ecuație a sistemului (3.61) poate fi prelucrată și ea prin înlocuirea expresiei (3.59 a) a variației momentului de torsiune ce acționează asupra roții motoare, situație în care se obține :

$$\ddot{\theta}_1 + a_{21}\dot{\Psi} + a_{22}\dot{\theta}_1 + a_{23}\dot{\theta}_2 = \Delta M_s'' , \quad (3.64)$$

în care s-au utilizat abreviațiile :

$$a_{21} = \frac{b_1}{J_1} ; \quad a_{22} = \frac{b_2}{J_1} ; \quad a_{23} = \frac{b_3}{J_1} ; \quad \Delta M_s'' = \frac{\Delta M_s}{J_1} .$$

Analizînd mișcarea roții conduse a transmisiei prin carea se poate stabili pentru aceasta ecuația :

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \dot{\theta}_2 - \Delta M_{t2} = M_2 , \quad (3.65)$$

dacă se notează prin J_2 momentul de inerție al roții ;

k_2 - rigiditatea la torsiune a arborelui condus ;

ΔM_{t2} - variația momentului de torsiune aplicat roții conduse ca urmare a modificării stării de tensiune din ramurile elementului intermediar ;

M_2 - momentul de torsiune perturbator.

Dintre termenii ecuației (3.65) a fost explicat anterior variația momentului de torsiune ΔM_{t2} . Procedînd la înlocuirea sa conform (3.59 a) și introducerea notațiilor :

$$a_{31} = -\frac{c_1}{J_1} ; \quad a_{32} = -\frac{c_2}{J_2} ; \quad a_{33} = \frac{k_2 - c_3}{J_2} ; \quad M_2' = \frac{M_2}{J_2} ,$$

ecuația de mișcare a roții conduse ajunge la forma :

$$\ddot{\theta}_2 + a_{31}\dot{\Psi} + a_{32}\dot{\theta}_1 + a_{33}\dot{\theta}_2 = M_2' . \quad (3.65 a)$$

Constituind din relațiile (3.63), (3.64) și (3.65 a) sistemul de ecuații :

$$\begin{aligned}
 \Psi + a_{11}\dot{\Psi} + a_{12}\dot{\theta}_1 + a_{13}\dot{\theta}_2 &= \Delta M'_s \\
 \dot{\theta}_1 + a_{21}\dot{\Psi} + a_{22}\dot{\theta}_1 + a_{23}\dot{\theta}_2 &= \Delta M''_s \\
 \dot{\theta}_2 + a_{31}\dot{\Psi} + a_{32}\dot{\theta}_1 + a_{33}\dot{\theta}_2 &= M'_2
 \end{aligned} \quad (3.66)$$

cu coeficienți constanți, se poate studia mișcarea SPA în regim perturbat.

Un caz particular remarcabil al SPA comandat direct de către momentul de torsiune rezistent, îl constituie acela la care se utilizează pentru antrenarea roții motoare a transmisiei un angrenaj planetar. În această situație, proiectînd pe direcția O_1x_1 ($O_1x_1 \perp OO_1$) sistemul de forțe ce acționează în regim neperturbat asupra ansamblului roata dințată condusă-roata motoare de curea, se obține :

$$F_{t2} + G \cos(90^\circ - \alpha) + T_1 \cos(\varphi_{30} - 90^\circ + \tau_0) - T_2 \cos(\varphi_{30} - 90^\circ - \tau_0) = 0 \quad (3.67)$$

în care prin F_{t2} s-a notat forța tangențială ce acționează în polul angrenării dințate planetare (fig. 3.9).

Intrucît : $\alpha = \varphi_{30} - \varphi_{40}$ și $T_{1,2} = A_c G_{1,2}$, după transformări corespunzătoare, relația (3.67) poate fi adusă la forma :

$$F_{t2} + G \sin(\varphi_{30} - \varphi_{40}) - A_c G_1 \sin(\varphi_{30} + \tau_0) - A_c G_2 \sin(\varphi_{30} - \tau_0) = 0 \quad (3.67 a)$$

La apariția unei forțe perturbatoare pe direcția axei O_1x_1 , care acționează asupra ansamblului, brațul port-satelit va efectua mici oscilații, de mărime Ψ , în jurul centrului O al articulației roții dințate motoare. Intensitatea forței perturbatoare poate fi determinată prin varierea ecuației (3.67 a) și anume :

$$\Delta F_{t2} + G \Delta \sin(\varphi_{30} - \varphi_{40}) - A_c \Delta(G_1 \sin(\varphi_{30} + \tau_0)) - A_c \Delta(G_2 \sin(\varphi_{30} - \tau_0)) = \Delta F_p \quad (3.68)$$

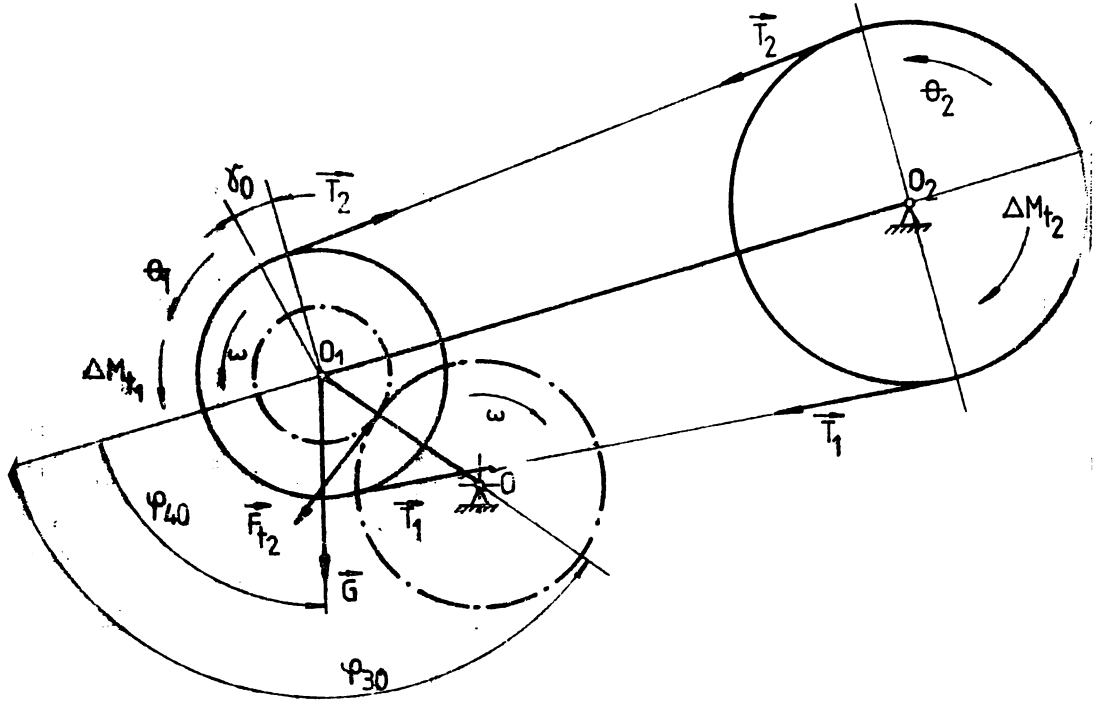
În urma efectuării calculelor se ajunge la expresia :

$$\begin{aligned}
 \Delta F_{t2} + \Psi G \cos(\varphi_{30} - \varphi_{40}) - A_c \Delta G_1 \sin(\varphi_{30} + \tau_0) - \Psi A_c G_1 \cos(\varphi_{30} + \tau_0) - \\
 - A_c \Delta G_2 \sin(\varphi_{30} - \tau_0) - \Psi A_c G_2 \cos(\varphi_{30} - \tau_0) = \Delta F_p,
 \end{aligned}$$

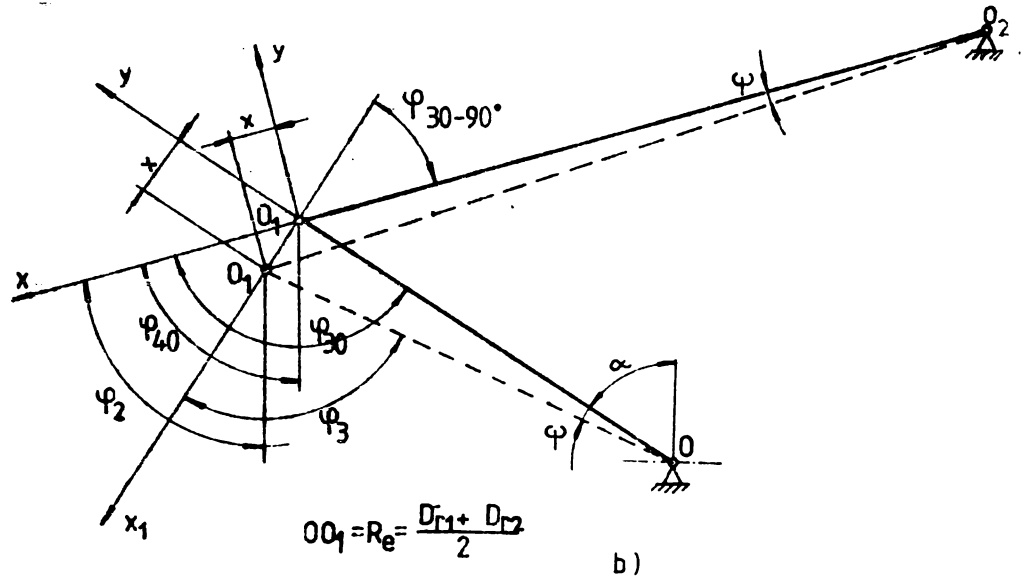
care, în urma regrupării termenilor, devine :

$$\begin{aligned}
 \Delta F_{t2} + \Psi [G \cos(\varphi_{30} - \varphi_{40}) - A_c G_1 \cos(\varphi_{30} + \tau_0) - A_c G_2 \cos(\varphi_{30} - \tau_0)] - \\
 - A_c \Delta G_1 \sin(\varphi_{30} + \tau_0) - A_c \Delta G_2 \sin(\varphi_{30} - \tau_0) = \Delta F_p.
 \end{aligned} \quad (3.68 a)$$

Introducînd notațiile :



a)



b)

Fig. 3.9

$$a_1 = 6 \cos(\varphi_{30} - \varphi_{40}) - A_c G_1 \cos(\varphi_{30} + \tau_0) - A_c G_2 \cos(\varphi_{30} - \tau_0);$$

$$a_2 = -A_c \sin(\varphi_{30} + \tau_0);$$

$$a_3 = -A_c \sin(\varphi_{30} - \tau_0),$$

relația (3.68 a) primește forma :

$$\Delta F_{t2} + a_1 \Psi + a_2 \Delta G_1 + a_3 \Delta G_2 = \Delta F_p. \quad (3.69)$$

Relația (3.69) este susceptibilă în continuare de transformări, dacă se au în vedere expresiile stabilite anterior pentru variația tensiunilor efective din ramurile transmisiei :

$$\Delta G_1 = \frac{1}{\alpha_1} (x \cos \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_1}{2} \theta_2);$$

$$\Delta G_2 = \frac{1}{\alpha_2} (x \cos \tau_0 + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2).$$

În aceste ecuații deplasarea x a centrului roții motoare poate fi exprimată ca fiind (fig. 3.9 b) :

$$x = \Psi \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} \sin \varphi_{30} = \Psi \frac{D_{r1}}{2} (1+i) \sin \varphi_{30}, \quad (3.70)$$

astfel încât ele devin :

$$\Delta G_1 = \frac{1}{\alpha_1} \left[\Psi \frac{D_{r1}}{2} (i+1) \sin \varphi_{30} \cos \tau_0 - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2 \right]; \quad (3.71)$$

$$\Delta G_2 = \frac{1}{\alpha_2} \left[\Psi \frac{D_{r1}}{2} (i+1) \sin \varphi_{30} \cos \tau_0 + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 \right].$$

Prin înlocuirea valorilor (3.71) în ecuația (3.69), în ipoteza utilizării notațiilor :

$$a'_1 = a_1 + \frac{D_{r1}(a_2 \alpha_2 + a_3 \alpha_1)}{2 \alpha_1 \alpha_2} (i+1) \sin \varphi_{30} \cos \tau_0;$$

$$a'_2 = \frac{D_1(a_3 \alpha_1 - a_2 \alpha_2)}{2 \alpha_1 \alpha_2};$$

$$a'_3 = \frac{D_2(a_2 \alpha_2 - a_3 \alpha_1)}{2 \alpha_1 \alpha_2},$$

se obține :

$$\Delta F_{t2} + a'_1 \Psi + a'_2 \theta_1 + a'_3 \theta_2 = \Delta F_p. \quad (3.72)$$

Modificarea tensiunii efective din ramurile transmisiei are ca efect variația momentelor de torsiune care acționează asupra roților:

$$\Delta M t_1 = A_c \frac{D_1}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2);$$

$$\Delta M t_2 = A \frac{D_2}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2).$$

Dacă se substituie în cele de mai sus expresiile (3.71) și se introduc substituțiile :

$$b_1 = A_c \frac{D_1 D r_1}{4} (i+1) \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \varphi_{30} \cos \tau_0;$$

$$b_2 = -A_c \frac{D_1^2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2};$$

$$b_3 = A_c \frac{D_1 D_2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2};$$

$$c_1 = A_c \frac{D_2 D r_1}{4} (i+1) \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\alpha_1 \alpha_2} \sin \varphi_{30} \cos \tau_0;$$

$$c_2 = -A_c \frac{D_1 D_2}{4} \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2};$$

$$c_3 = A_c \frac{D_2^2}{4} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{\alpha_1 \alpha_2};$$

variația momentelor de torsiune poate fi pusă sub forma condensată:

$$\Delta M t_1 = b_1 \Psi + b_2 \theta_1 + b_3 \theta_2;$$

$$\Delta M t_2 = c_1 \Psi + c_2 \theta_1 + c_3 \theta_2.$$

Ecuatia de mișcare a ansamblului roată dințată-roată de curea în jurul centrului O_1' :

$$J_1 \ddot{\theta} - \Delta F t_2 \frac{D r_2}{2} + \Delta M t_1 = 0, \quad (3.74)$$

permite să se explicitizeze variația forței tangențiale ce acționează în polul angrenării asupra roții dințate :

$$\Delta F t_2 = \frac{2}{D r_2} (J_1 \ddot{\theta}_1 + \Delta M t_1). \quad (3.75)$$

Înlocuind $\Delta M t_1$ conform (3.72) se obține :

$$\Delta F t_2 = \frac{2}{D r_2} (J_1 \ddot{\theta}_1 + b_1 \Psi + b_2 \theta_1 + b_3 \theta_2). \quad (3.76)$$

O dată determinată expresia variației forței tangențiale $\Delta F t_2$ se poate reveni la relația (3.72), în care, utilizându-se abreviațiile :

$$d_1 = \frac{2J_1}{Dr_1}; \quad d_2 = \frac{2b_1}{Dr_1} + a_1'; \quad d_3 = \frac{2b_2}{Dr_2} + a'; \quad d_4 = \frac{2b_3}{Dr_2} + a_3',$$

se ajunge la forma sa finală:

$$\Delta F_p = d_1 \ddot{\theta}_1 + d_2 \ddot{\Psi} + d_3 \ddot{\theta}_1 + d_4 \ddot{\theta}_2. \quad (3.77)$$

Forța perturbatoare acționînd după direcția $O_1 x_1$ va determina mișcarea ansamblului roată dîntată-roată de curea după ecuația :

$$m_1 \ddot{x}_1 = \Delta F_p = d_1 \ddot{\theta}_1 + d_2 \ddot{\Psi} + d_3 \ddot{\theta}_1 + d_4 \ddot{\theta}_2. \quad (3.78)$$

Coordonata x_1 a sistemului basculant (fig. 3.9 b) poate fi însă exprimată funcție de unghiul de variație al sistemului basculant Ψ :

$$x_1 = \Psi \frac{Dr_1}{2} (i+1). \quad (3.79)$$

Derivînd de două ori în raport cu timpul dependența (3.79) și înlocuind mai sus va rezulta :

$$m_1 \ddot{\Psi} \frac{Dr_1}{2} (i+1) = d_1 \ddot{\theta}_1 + d_2 \ddot{\Psi} + d_3 \ddot{\theta}_1 + d_4 \ddot{\theta}_2. \quad (3.78)$$

Pentru simplificarea formei ecuației de mișcare (3.78 a) se are în vedere următoarea dependență :

$$\theta_1 = \Psi \frac{Dr_2 + Dr_1}{Dr_1} = \Psi (i+1). \quad (3.80)$$

Dacă se derivează de două ori relația (3.80) în raport cu timpul și apoi se înlocuiește atât derivata cît și relația însăși în (3.78 a) se va obține :

$$\ddot{\Psi} + a_{11} \ddot{\Psi} + a_{12} \ddot{\theta}_2 = 0, \quad (3.81)$$

în care s-au utilizat notațiile :

$$a_{11} = - \frac{d_2 + d_3 (i+1)}{m_1 \frac{Dr_1}{2} (i+1) + d_1 (i+1)}; \quad a_{12} = - \frac{d_4}{m_1 \frac{Dr_1}{2} (i+1) + d_1 (i+1)}.$$

Pentru roata condusă de curea, ecuația de mișcare în jurul centrului său O_2 se poate scrie :

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - \Delta M t_2 = M p_2. \quad (3.82)$$

Înlocuind expresia variației momentului de torsionare $\Delta M t_2$ conform relației (3.73) și utilizînd substituția (3.80) se obține :

$$\ddot{\theta}_2 + a_{21} \ddot{\Psi} + a_{22} \ddot{\theta}_2 = M' p_2. \quad (3.83)$$

În scrierea relației (3.83) s-au utilizat pentru coeficienții constanți următoarele notații :

$$a_{21} = -\frac{c_1 + c_2(i+1)}{j_2} ; \quad a_{22} = -\frac{c_3}{j_2} ; \quad M'_{p2} = \frac{M_{p2}}{j_2} .$$

Pentru transmisia prin curea tensionată automat cu ajutorul unui sistem ce conține roți dințate planetare s-au obținut următoarele ecuații de mișcare :

$$\begin{cases} \ddot{\Psi} + a_{11}\dot{\Psi} + a_{12}\dot{\theta}_2 = 0 \\ \ddot{\theta}_2 + a_{21}\dot{\Psi} + a_{22}\dot{\theta}_2 = M'_{p2} \end{cases} \quad (3.84)$$

3.4. Transmisia cu STA comandat indirect de către momentul de torsiune rezistent.

Sistemul de tensionarea automată ce își bazează funcționarea pe comanda indirectă a întinderii curelei de către momentul de torsiune rezistent este prezentat schematic în figura 3.10 a.

Dacă se consideră că centrele roților active O_1 și O_2 vor suferi în regim perturbat deplasările x_i și y_i ($i = 1, 2$) și simultan rotații relative $\theta_{1,2}$ față de poziția în care se găseau la funcționarea în absența oscilațiilor, iar brațul port-rolă se va roti cu un unghi mic Ψ în raport cu aceeași poziție, centrele O_{o1} și O_{o2} ale roților de întindere se vor deplasa într-o nouă poziție O'_{o1} și O'_{o2} .

Ramurile libere - motoare și condusă - ale transmisiei își vor modifica lungimea în raport cu cea pe care o aveau la funcționarea în regim stabilizat. Datorită deplasărilor centrelor roților active și rotirii brațului port-rolă variațiile alungirilor segmentelor ramurilor libere vor fi (fig. 3.10 b) :

$$\begin{aligned} \Delta l'_{11} &= -(x_3 \cos \tau_{11} + y_3 \sin \tau_{11}) ; \\ \Delta l'_{12} &= (x_2 - \dot{x}_1 + x_3) \cos \tau_{12} + (y_2 - y_3 - y_1) \sin \tau_{12} ; \\ \Delta l'_{21} &= x_3 \cos \tau_{21} + y_3 \sin \tau_{21} ; \\ \Delta l'_{22} &= (x_2 - x_1 - x_3) \cos \tau_{22} - (y_2 - y_1 - y_3) \sin \tau_{22} . \end{aligned} \quad (3.85)$$

Drept urmare a rotirii relative a roților active cu unghiurile $\theta_{1,2}$ ramurile își vor modifica lungimea cu :

$$\Delta l''_1 = \frac{D_2}{2} \theta_2 - \frac{D_1}{2} \theta_1 ; \quad \Delta l''_2 = \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2 . \quad (3.86)$$

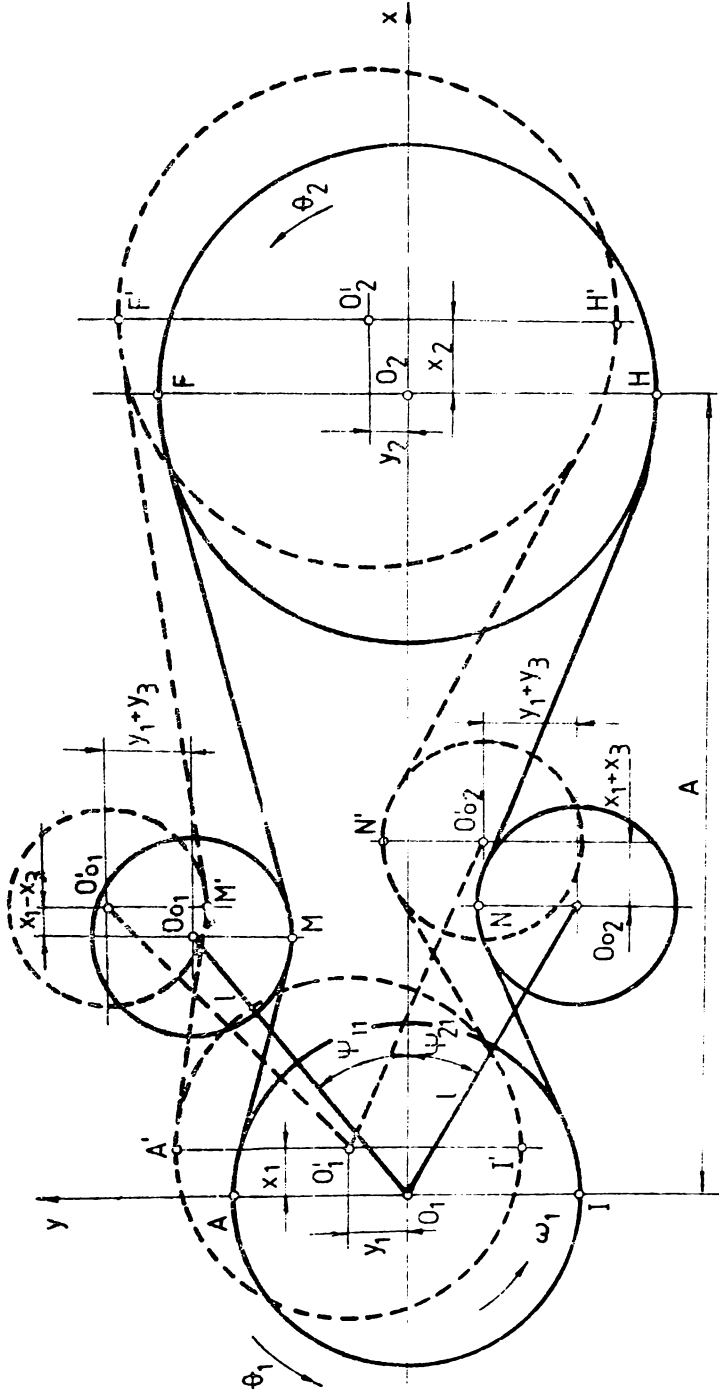


FIG. 3.10 a

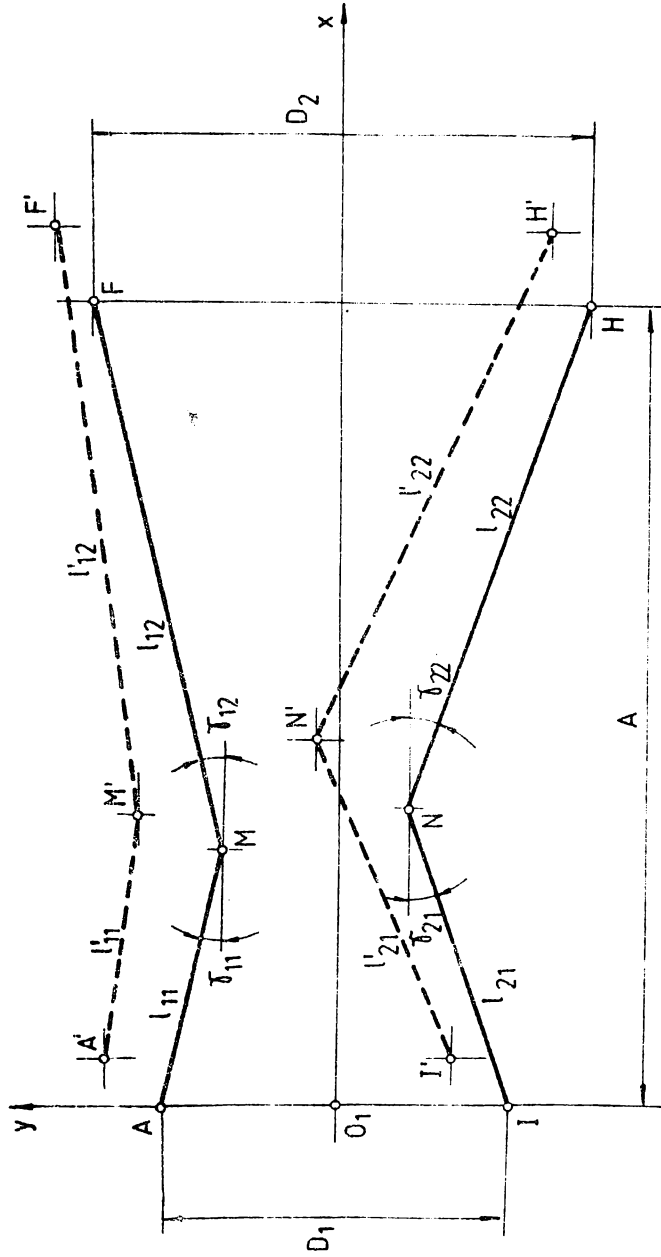


FIG. 3.10 b

Variația totală a alungirii ramurilor rezultă ca o sumă a variațiilor parțiale determinate anterior :

$$\begin{aligned}\Delta l_1 &= \Delta l'_{11} + \Delta l'_{12} + \Delta l''_1; \\ \Delta l_2 &= \Delta l'_{21} + \Delta l'_{22} + \Delta l''_2.\end{aligned}\quad (3.87)$$

Înlocuind mai sus expresiile variațiilor parțiale (3.85) și (3.86) și grupînd convenabil termenii se obține :

$$\begin{aligned}\Delta l_1 &= -x_1 \cos \delta_{12} + x_2 \cos \delta_{12} + x_3 (\cos \delta_{12} - \cos \delta_{11}) - y_1 \sin \delta_{12} + \\ &\quad + y_2 \sin \delta_{12} - y_3 (\sin \delta_{11} + \sin \delta_{12}) - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2; \\ \Delta l_2 &= -x_1 \cos \delta_{22} + x_2 \cos \delta_{22} + x_3 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22}) + y_1 \sin \delta_{22} - \\ &\quad - y_2 \sin \delta_{22} + y_3 (\sin \delta_{21} + \sin \delta_{22}) + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2.\end{aligned}\quad (3.88)$$

Variația alungirii ramurilor libere ale transmisiei considerate va produce în aceste modificări ale stării de tensiune efective cu cantitatea $\Delta \sigma_{1,2}$. Întrucît considerațiile făcute la § 3.1 privitor la consecințele variației tensiunii efective din ramuri asupra conturului înfășurat de curea rămîn în întregime valabile, rezultă că și de această dată se poate afirma că :

$$\Delta l_1 = \alpha_1 \Delta \sigma_1; \quad \Delta l_2 = \alpha_2 \Delta \sigma_2, \quad (3.89)$$

în care factorii $\alpha_{1,2}$ se exprimă conform (3.22 a).

Din relațiile (3.89) se poate explicita variația stării de tensiune și anume :

$$\begin{aligned}\Delta \sigma_1 &= \frac{1}{\alpha_1} [-x_1 \cos \delta_{12} + x_2 \cos \delta_{12} + x_3 (\cos \delta_{12} - \cos \delta_{11}) - y_1 \sin \delta_{12} + \\ &\quad + y_2 \sin \delta_{12} - y_3 (\sin \delta_{11} + \sin \delta_{12}) - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2]; \\ \Delta \sigma_2 &= \frac{1}{\alpha_2} [-x_1 \cos \delta_{22} + x_2 \cos \delta_{22} + x_3 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22}) + y_1 \sin \delta_{22} - \\ &\quad - y_2 \sin \delta_{22} + y_3 (\sin \delta_{21} + \sin \delta_{22}) + \frac{D_1}{2} \theta_1 - \frac{D_2}{2} \theta_2].\end{aligned}\quad (3.90)$$

Pentru simplificarea formei de scriere a variației tensiunii efective din ramuri se pot utiliza următoarele notații :

$$\begin{aligned}a'_1 &= -\frac{\cos \delta_{12}}{\alpha_1}; & a''_1 &= -\frac{\cos \delta_{22}}{\alpha_2}; \\ a'_2 &= \frac{\cos \delta_{12}}{\alpha_1}; & a''_2 &= \frac{\cos \delta_{22}}{\alpha_2}; \\ a'_3 &= \frac{\cos \delta_{12} - \cos \delta_{11}}{\alpha_1}; & a''_3 &= \frac{\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22}}{\alpha_2}; \\ a'_4 &= -\frac{\sin \delta_{12}}{\alpha_1}; & a''_4 &= \frac{\sin \delta_{22}}{\alpha_2};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a'_5 &= \frac{\sin \tau_{12}}{\alpha_1}; & a''_5 &= -\frac{\sin \tau_{22}}{\alpha_2}; \\
 a'_6 &= -\frac{\sin \tau_{11} + \sin \tau_{12}}{\alpha_1}; & a''_6 &= \frac{\sin \tau_{21} + \sin \tau_{22}}{\alpha_2}; \\
 a'_7 &= -\frac{D_1}{2\alpha_1}; & a''_7 &= \frac{D_1}{2\alpha_2}; \\
 a'_8 &= \frac{D_2}{2\alpha_1}; & a''_8 &= -\frac{D_2}{2\alpha_2}.
 \end{aligned}$$

cu care relațiile (3.90) devin :

$$\begin{aligned}
 \Delta \sigma_1 &= a'_1 x_1 + a'_2 x_2 + a'_3 x_3 + a'_4 y_1 + a'_5 y_2 + a'_6 y_3 + a'_7 \theta_1 + a'_8 \theta_2; \\
 \Delta \sigma_2 &= a''_1 x_1 + a''_2 x_2 + a''_3 x_3 + a''_4 y_1 + a''_5 y_2 + a''_6 y_3 + a''_7 \theta_1 + a''_8 \theta_2.
 \end{aligned} \tag{3.90 a)$$

Variația stării de tensiune va avea implicații atât asupra momentelor de torsiune aplicate celor două roți active cât și asupra reacțiunilor pe arborii acestora. Variația momentelor de torsiune $M_{t1,2}$ se poate exprima ținând seama că

$$\begin{aligned}
 \Delta M_{t1} &= \frac{A_c D_1}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2); \\
 \Delta M_{t2} &= \frac{A_c D_2}{2} (\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2).
 \end{aligned} \tag{3.91)$$

Dacă se substituie relațiile (3.90 a) și se introduc abreviațiile :

$$\begin{aligned}
 b'_1 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_1 - a''_1); & b'_2 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_1 - a''_1); \\
 b'_2 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_2 - a''_2); & b'_3 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_2 - a''_2); \\
 b'_3 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_3 - a''_3); & b'_4 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_3 - a''_3); \\
 b'_4 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_4 - a''_4); & b'_5 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_4 - a''_4); \\
 b'_5 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_5 - a''_5); & b'_6 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_5 - a''_5); \\
 b'_6 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_6 - a''_6); & b'_7 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_6 - a''_6); \\
 b'_7 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_7 - a''_7); & b'_8 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_7 - a''_7); \\
 b'_8 &= \frac{A_c D_1}{2} (a'_8 - a''_8); & b'_9 &= \frac{A_c D_2}{2} (a'_8 - a''_8);
 \end{aligned}$$

variația momentelor de torsiune (3.91) se poate aduce la forma :

$$\Delta M_1 = b_1^i x_1 + b_2^i x_2 + b_3^i x_3 + b_4^i y_1 + b_5^i y_2 + b_6^i y_3 + b_7^i \theta_1 + b_8^i \theta_2;$$

$$\Delta M_2 = b_1^i x_1 + b_2^i x_2 + b_3^i x_3 + b_4^i y_1 + b_5^i y_2 + b_6^i y_3 + b_7^i \theta_1 + b_8^i \theta_2. \quad (3.91 \text{ a})$$

În ceea ce privește reacțiunile pe arborii roților active de cea reea, acestea se vor exprima prin componentele lor după direcția lini centrelor (O_1x), respectiv după normala la aceasta (O_1y) :

$$\Delta T_{x1} = A_c (\Delta \sigma_1 \cos \delta_{11} + \Delta \sigma_2 \cos \delta_{21});$$

$$\Delta T_{y1} = A_c (\Delta \sigma_1 \sin \delta_{11} - \Delta \sigma_2 \sin \delta_{21});$$

$$\Delta T_{x2} = A_c (\Delta \sigma_1 \cos \delta_{12} + \Delta \sigma_2 \cos \delta_{22}); \quad (3.92)$$

$$\Delta T_{y2} = A_c (\Delta \sigma_1 \sin \delta_{12} + \Delta \sigma_2 \sin \delta_{22}).$$

Înlocuind în relațiile (3.92) variația tensiunii efective din ramuri conform (3.90 a) și utilizând notațiile din tabelul 3.6 se pot obține pentru componentele reacțiilorilor pe arbori expresiile :

$$\Delta T_{x1} = c_1^i x_1 + c_2^i x_2 + c_3^i x_3 + c_4^i y_1 + c_5^i y_2 + c_6^i y_3 + c_7^i \theta_1 + c_8^i \theta_2$$

$$\Delta T_{y1} = d_1^i x_1 + d_2^i x_2 + d_3^i x_3 + d_4^i y_1 + d_5^i y_2 + d_6^i y_3 + d_7^i \theta_1 + d_8^i \theta_2$$

$$\Delta T_{x2} = d_1^i x_1 + d_2^i x_2 + d_3^i x_3 + d_4^i y_1 + d_5^i y_2 + d_6^i y_3 + d_7^i \theta_1 + d_8^i \theta_2 \quad (3.92 \text{ a})$$

$$\Delta T_{y2} = d_1^i x_1 + d_2^i x_2 + d_3^i x_3 + d_4^i y_1 + d_5^i y_2 + d_6^i y_3 + d_7^i \theta_1 + d_8^i \theta_2$$

Variația stării de tensiune $\Delta \sigma_{1,2}$ va influența și echilibrul rozelor de întindere a ramurilor transmisiei, forțele Q_{o1} și Q_{o2} care acționează asupra acestora suferind o modificare cu cîteva (fig.31

$$\Delta Q_1 = 2 A_c \Delta \sigma_1 \cos \frac{\delta_{11} + \delta_{12}}{2};$$

(3.93)

$$\Delta Q_2 = 2 A_c \Delta \sigma_2 \cos \frac{\delta_{21} + \delta_{22}}{2}.$$

Proiectînd variația forțelor $\Delta Q_{1,2}$ pe axele sistemului de referință ales se obține, după transformări corespunzătoare :

$$\Delta Q_{1x} = A_c \Delta \sigma_1 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11});$$

$$\Delta Q_{1y} = A_c \Delta \sigma_1 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12});$$

$$\Delta Q_{2x} = A_c \Delta \sigma_2 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21});$$

$$\Delta Q_{2y} = A_c \Delta \sigma_2 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22}).$$

(3.93 a)

TABELUL 3.6

$c_1' = A_c (a_1' \cos \delta_{11} + a_1' \cos \delta_{21})$	$c_1'' = A_c (a_1' \sin \delta_{11} - a_1' \sin \delta_{21})$	$d_1' = A_c (a_1' \cos \delta_{12} + a_1' \cos \delta_{22})$	$d_1'' = A_c (a_1' \sin \delta_{12} - a_1' \sin \delta_{22})$
$c_2' = A_c (a_2' \cos \delta_{11} + a_2' \cos \delta_{21})$	$c_2'' = A_c (a_2' \sin \delta_{11} - a_2' \sin \delta_{21})$	$d_2' = A_c (a_2' \cos \delta_{12} + a_2' \cos \delta_{22})$	$d_2'' = A_c (a_2' \sin \delta_{12} - a_2' \sin \delta_{22})$
$c_3' = A_c (a_3' \cos \delta_{11} + a_3' \cos \delta_{21})$	$c_3'' = A_c (a_3' \sin \delta_{11} - a_3' \sin \delta_{21})$	$d_3' = A_c (a_3' \cos \delta_{12} + a_3' \cos \delta_{22})$	$d_3'' = A_c (a_3' \sin \delta_{12} - a_3' \sin \delta_{22})$
$c_4' = A_c (a_4' \cos \delta_{11} + a_4' \cos \delta_{21})$	$c_4'' = A_c (a_4' \sin \delta_{11} - a_4' \sin \delta_{21})$	$d_4' = A_c (a_4' \cos \delta_{12} + a_4' \cos \delta_{22})$	$d_4'' = A_c (a_4' \sin \delta_{12} - a_4' \sin \delta_{22})$
$c_5' = A_c (a_5' \cos \delta_{11} + a_5' \cos \delta_{21})$	$c_5'' = A_c (a_5' \sin \delta_{11} - a_5' \sin \delta_{21})$	$d_5' = A_c (a_5' \cos \delta_{12} + a_5' \cos \delta_{22})$	$d_5'' = A_c (a_5' \sin \delta_{12} - a_5' \sin \delta_{22})$
$c_6' = A_c (a_6' \cos \delta_{11} + a_6' \cos \delta_{21})$	$c_6'' = A_c (a_6' \sin \delta_{11} - a_6' \sin \delta_{21})$	$d_6' = A_c (a_6' \cos \delta_{12} + a_6' \cos \delta_{22})$	$d_6'' = A_c (a_6' \sin \delta_{12} - a_6' \sin \delta_{22})$
$c_7' = A_c (a_7' \cos \delta_{11} + a_7' \cos \delta_{21})$	$c_7'' = A_c (a_7' \sin \delta_{11} - a_7' \sin \delta_{21})$	$d_7' = A_c (a_7' \cos \delta_{12} + a_7' \cos \delta_{22})$	$d_7'' = A_c (a_7' \sin \delta_{12} - a_7' \sin \delta_{22})$
$c_8' = A_c (a_8' \cos \delta_{11} + a_8' \cos \delta_{21})$	$c_8'' = A_c (a_8' \sin \delta_{11} - a_8' \sin \delta_{21})$	$d_8' = A_c (a_8' \cos \delta_{12} + a_8' \cos \delta_{22})$	$d_8'' = A_c (a_8' \sin \delta_{12} - a_8' \sin \delta_{22})$

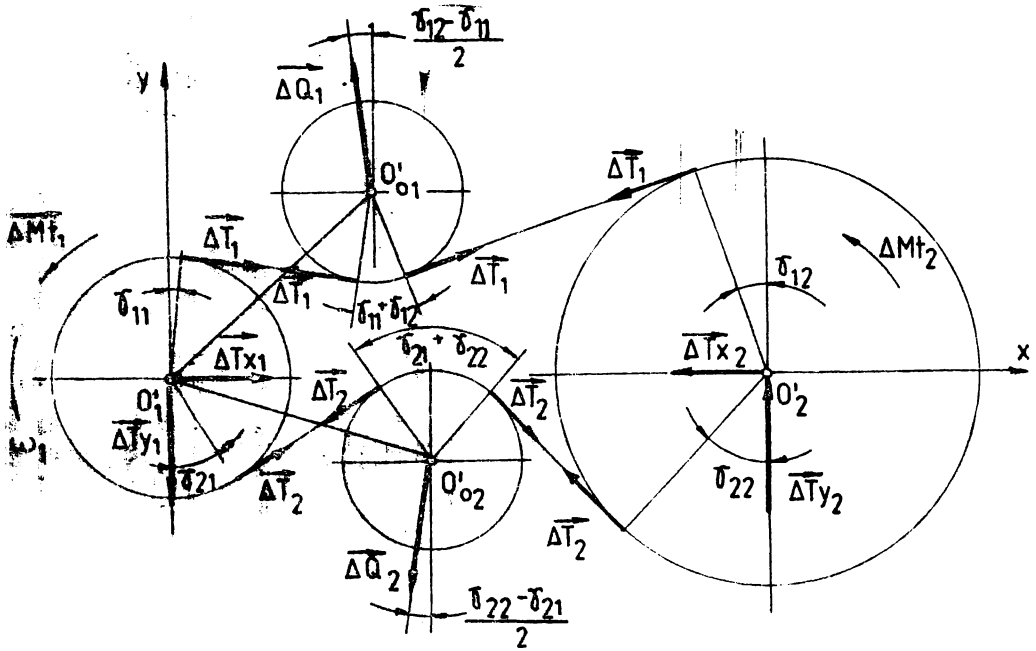


Fig. 3.11

Dacă se substituie în relațiile anterioare variația $\Delta \bar{\sigma}_{1,2}$ tensiunii efective din ramurile transmisiei și se utilizează notațiile din tabelul 3.7, relațiile (3.93 a) pot fi aduse la forma :

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{1x} &= e_1' x_1 + e_2' x_2 + e_3' x_3 + e_4' y_1 + e_5' y_2 + e_6' y_3 + e_7' \theta_1 + e_8' \theta_2; \\
 \Delta Q_{1y} &= e_1'' x_1 + e_2'' x_2 + e_3'' x_3 + e_4'' y_1 + e_5'' y_2 + e_6'' y_3 + e_7'' \theta_1 + e_8'' \theta_2; \\
 \Delta Q_{2x} &= f_1' x_1 + f_2' x_2 + f_3' x_3 + f_4' y_1 + f_5' y_2 + f_6' y_3 + f_7' \theta_1 + f_8' \theta_2; \\
 \Delta Q_{2y} &= f_1'' x_1 + f_2'' x_2 + f_3'' x_3 + f_4'' y_1 + f_5'' y_2 + f_6'' y_3 + f_7'' \theta_1 + f_8'' \theta_2.
 \end{aligned} \quad (3.93)$$

O dată stabilite toate influențele pe care le suferă transmisia în cazul deplasării centrelor roților active de curea și al rotirii relative a acestora, respectiv la rotirea brațului port-rolie unghi ψ se pot exprima ecuațiile de mișcare ale elementelor componente ce constituie transmisia. Dacă se are în vedere sistemul de fițe ce acționează asupra transmisiei, sistem prezentat în figura 3.11 și se aplică componentelor transmisiei principiul lui D'Alembert, se obține următorul sistem de ecuații :

TABELUL 3.7

$e'_1 = A_c a'_1 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_1 = A_c a'_1 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_1 = A_c a'_1 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_1 = A_c a'_1 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_2 = A_c a'_2 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_2 = A_c a'_2 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_2 = A_c a'_2 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_2 = A_c a'_2 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_3 = A_c a'_3 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_3 = A_c a'_3 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_3 = A_c a'_3 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_3 = A_c a'_3 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_4 = A_c a'_4 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_4 = A_c a'_4 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_4 = A_c a'_4 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_4 = A_c a'_4 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_5 = A_c a'_5 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_5 = A_c a'_5 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_5 = A_c a'_5 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_5 = A_c a'_5 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_6 = A_c a'_6 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_6 = A_c a'_6 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_6 = A_c a'_6 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_6 = A_c a'_6 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_7 = A_c a'_7 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_7 = A_c a'_7 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_7 = A_c a'_7 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_7 = A_c a'_7 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$
$e'_8 = A_c a'_8 (\sin \delta_{12} - \sin \delta_{11})$	$e''_8 = A_c a'_8 (\cos \delta_{11} + \cos \delta_{12})$	$f'_8 = A_c a'_8 (\sin \delta_{22} - \sin \delta_{21})$	$f''_8 = A_c a'_8 (\cos \delta_{21} + \cos \delta_{22})$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_1 \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 - \Delta T x_1 = F_{x1} \\
 m_2 \ddot{x}_2 + k_{21} x_2 + \Delta T x_2 = F_{x2} \\
 m_3 \ddot{x}_3 + \Delta Q_{1x} = F_{x3} \\
 m_1 \ddot{y}_1 + k_{12} y_1 - \Delta T y_1 = F_{y1} \\
 m_2 \ddot{y}_2 + k_{22} y_2 + \Delta T y_2 = F_{y2} \\
 m_3 \ddot{y}_3 + \Delta Q_{1y} = F_{y3} \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + \Delta M t_1 = M_1 \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \theta_2 + \Delta M t_2 = M_2
 \end{array} \right. \quad (3.94)$$

în care semnificația simbolurilor utilizate este :

- $m_{1,2,3}$ - pentru masa roților active (1,2) și a roților (3), presupunînd că acestea din urmă sînt identice ;
- $J_{1,2}$ - momentele de inerție ale roților active ale transmisiei
- $k_{11,12,21,22}$ - rigiditatea arborilor motor și condus ai transmisiei după direcția $O_1 x$, respectiv $O_1 y$ ($k_{11} = k_{21}$; $k_{12} = k_{22}$) ;
- F_{xi}, F_{yi} - componentele forțelor perturbatoare ce acționează asupra arborilor ($i = 1, 2$) transmisiei după direcția $O_1 x$ respectiv $O_1 y$;
- F_{x3}, F_{y3} - componentele forței perturbatoare ce acționează asupra axului roții de întindere ;
- $M_{1,2}$ - momentele de torsiune perturbatoare ce acționează asupra arborilor transmisiei.

Înlocuind în sistemul de ecuații (3.94) elementele determinate anterior și prelucrîndu-l convenabil se obține un sistem format din opt ecuații diferențiale ce conțin tot altele necunoscute :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \ddot{x}_1 + a_{11} x_1 + a_{12} x_2 + a_{13} x_3 + a_{14} y_1 + a_{15} y_2 + a_{16} y_3 + a_{17} \theta_1 + a_{18} \theta_2 = F'_{x1} \\
 \ddot{x}_2 + a_{21} x_1 + a_{22} x_2 + a_{23} x_3 + a_{24} y_1 + a_{25} y_2 + a_{26} y_3 + a_{27} \theta_1 + a_{28} \theta_2 = F'_{x2} \\
 \ddot{x}_3 + a_{31} x_1 + a_{32} x_2 + a_{33} x_3 + a_{34} y_1 + a_{35} y_2 + a_{36} y_3 + a_{37} \theta_1 + a_{38} \theta_2 = F'_{x3} \\
 \ddot{y}_1 + a_{41} x_1 + a_{42} x_2 + a_{43} x_3 + a_{44} y_1 + a_{45} y_2 + a_{46} y_3 + a_{47} \theta_1 + a_{48} \theta_2 = F'_{y1} \\
 \ddot{y}_2 + a_{51} x_1 + a_{52} x_2 + a_{53} x_3 + a_{54} y_1 + a_{55} y_2 + a_{56} y_3 + a_{57} \theta_1 + a_{58} \theta_2 = F'_{y2} \\
 \ddot{y}_3 + a_{61} x_1 + a_{62} x_2 + a_{63} x_3 + a_{64} y_1 + a_{65} y_2 + a_{66} y_3 + a_{67} \theta_1 + a_{68} \theta_2 = F'_{y3} \\
 \ddot{\theta}_1 + a_{71} x_1 + a_{72} x_2 + a_{73} x_3 + a_{74} y_1 + a_{75} y_2 + a_{76} y_3 + a_{77} \theta_1 + a_{78} \theta_2 = M'_1 \\
 \ddot{\theta}_2 + a_{81} x_1 + a_{82} x_2 + a_{83} x_3 + a_{84} y_1 + a_{85} y_2 + a_{86} y_3 + a_{87} \theta_1 + a_{88} \theta_2 = M'_2
 \end{array} \right. \quad (3.95)$$

Expresiile coeficienților constanți ce intervin în sistemul (3.95) cât și cele ale membrului drept al ecuațiilor sînt prezentate în tabelul 3.8.

După cum se observă în ecuațiile sistemului (3.95), nu intervine explicit valoarea unghiului φ , cu care se rotește cadrul rigid port-rolle. Acest unghi poate fi pus în evidență prin intermediul deplasărilor x_3 și y_3 ale centrelor rozelor de întindere datorate rotirii cadrului menționat. Conform figurii 3.10 a, deplasările x_3 și y_3 pot fi exprimate ca fiind :

$$\begin{aligned} x_3 &= l \cos \Psi_{11} - l \cos (\Psi_{11} + \Psi); \\ y_3 &= l \sin (\Psi_{11} - \Psi) - l \sin \Psi_{11}. \end{aligned} \quad (3.96)$$

Dacă se dezvoltă aceste expresii în ipoteza că unghiul φ rămîne mic se va obține :

$$\begin{aligned} x_3 &= \Psi l \sin \Psi_{11}; \\ y_3 &= \Psi l \cos \Psi_{11}. \end{aligned} \quad (3.96 \text{ a})$$

Înlocuind aceste valori în relațiile (3.90) prin care se exprimă variația stării de tensiune se obține în final :

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_1 &= a_1' \Psi + a_2' x_1 + a_3' x_2 + a_4' y_1 + a_5' y_2 + a_6' \theta_1 + a_7' \theta_2; \\ \Delta \sigma_2 &= a_1'' \Psi + a_2'' x_1 + a_3'' x_2 + a_4'' y_1 + a_5'' y_2 + a_6'' \theta_1 + a_7'' \theta_2, \end{aligned} \quad (3.97)$$

în care coeficienții constanți vor avea expresiile :

$$\begin{aligned} a_1' &= \frac{[\sin(\Psi_{11} + \delta_{12}) - \sin(\Psi_{11} + \delta_{11})]}{\alpha_1}; \\ a_2' &= -\frac{\cos \delta_{12}}{\alpha_1} = -a_3'; & a_6' &= -\frac{D_1}{2\alpha_1}; \\ a_4' &= -\frac{\sin \delta_{12}}{\alpha_1} = -a_5'; & a_7' &= \frac{D_2}{2\alpha_1}; \\ a_2'' &= \frac{[\sin(\Psi_{11} + \delta_{21}) + \sin(\Psi_{11} + \delta_{22})]}{\alpha_2}; \\ a_2'' &= -\frac{\cos \delta_{22}}{\alpha_2} = -a_3''; & a_6'' &= \frac{D_1}{2\alpha_2}; \\ a_4'' &= \frac{\sin \delta_{22}}{\alpha_2} = -a_5''; & a_7'' &= -\frac{D_2}{2\alpha_2}. \end{aligned}$$

TABELUL 3.8

$a_{11} = \frac{k_{11} - c_1}{m_1}$	$a_{12} = -\frac{c_2}{m_1}$	$a_{13} = -\frac{c_3}{m_1}$	$a_{14} = -\frac{c_4}{m_1}$	$a_{15} = -\frac{c_5}{m_1}$	$a_{16} = -\frac{c_6}{m_1}$	$a_{17} = -\frac{c_7}{m_1}$	$a_{18} = -\frac{c_8}{m_1}$	$F'_{x1} = \frac{F_{x1}}{m_1}$
$a_{21} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{22} = \frac{d_2 + k_{21}}{m_2}$	$a_{23} = \frac{d_3}{m_2}$	$a_{24} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{25} = \frac{d_5}{m_2}$	$a_{26} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{27} = \frac{d_7}{m_2}$	$a_{28} = \frac{d_8}{m_2}$	$F'_{x2} = \frac{F_{x2}}{m_2}$
$a_{31} = \frac{e_1}{m_3}$	$a_{32} = \frac{e_2}{m_3}$	$a_{33} = \frac{e_3}{m_3}$	$a_{34} = \frac{e_4}{m_3}$	$a_{35} = \frac{e_5}{m_3}$	$a_{36} = \frac{e_6}{m_3}$	$a_{37} = \frac{e_7}{m_3}$	$a_{38} = \frac{e_8}{m_3}$	$F'_{x3} = \frac{F_{x3}}{m_3}$
$a_{41} = -\frac{c_1}{m_1}$	$a_{42} = -\frac{c_2}{m_1}$	$a_{43} = -\frac{c_3}{m_1}$	$a_{44} = \frac{k_{12} - c_4}{m_1}$	$a_{45} = -\frac{c_5}{m_1}$	$a_{46} = -\frac{c_6}{m_1}$	$a_{47} = -\frac{c_7}{m_1}$	$a_{48} = -\frac{c_8}{m_1}$	$F'_{y1} = \frac{F_{y1}}{m_1}$
$a_{51} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{52} = \frac{d_2}{m_2}$	$a_{53} = \frac{d_3}{m_2}$	$a_{54} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{55} = \frac{k_{22} + d_5}{m_2}$	$a_{56} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{57} = \frac{d_7}{m_2}$	$a_{58} = \frac{d_8}{m_2}$	$F'_{y2} = \frac{F_{y2}}{m_2}$
$a_{61} = \frac{e_1}{m_3}$	$a_{62} = \frac{e_2}{m_3}$	$a_{63} = \frac{e_3}{m_3}$	$a_{64} = \frac{e_4}{m_3}$	$a_{65} = \frac{e_5}{m_3}$	$a_{66} = \frac{e_6}{m_3}$	$a_{67} = \frac{e_7}{m_3}$	$a_{68} = \frac{e_8}{m_3}$	$F'_{y3} = \frac{F_{y3}}{m_3}$
$a_{71} = \frac{b_1}{J_1}$	$a_{72} = \frac{b_2}{J_1}$	$a_{73} = \frac{b_3}{J_1}$	$a_{74} = \frac{b_4}{J_1}$	$a_{75} = \frac{b_5}{J_1}$	$a_{76} = \frac{b_6}{J_1}$	$a_{77} = \frac{k_{11} + b_7}{J_1}$	$a_{78} = \frac{b_8}{J_1}$	$M'_1 = \frac{M_1}{J_1}$
$a_{81} = \frac{b_1}{J_2}$	$a_{82} = \frac{b_2}{J_2}$	$a_{83} = \frac{b_3}{J_2}$	$a_{84} = \frac{b_4}{J_2}$	$a_{85} = \frac{b_5}{J_2}$	$a_{86} = \frac{b_6}{J_2}$	$a_{87} = \frac{b_7}{J_2}$	$a_{88} = \frac{k_{22} + b_8}{J_2}$	$M'_2 = \frac{M_2}{J_2}$

Procedînd similar și cu relațiile (3.91) ce exprimă variația momentului de torsiune $M_{t1,2}$ aplicat celor două roți active ale transmisiei, ca urmare a modificării tensiunilor din ramuri, se obține :

$$\begin{aligned}\Delta M_{t1} &= b_1 \Psi + b_2 x_1 + b_3 x_2 + b_4 y_1 + b_5 y_2 + b_6 \theta_1 + b_7 \theta_2; \\ \Delta M_{t2} &= b_2^* \Psi + b_2^* x_1 + b_3^* x_2 + b_4^* y_1 + b_5^* y_2 + b_6^* \theta_1 + b_7^* \theta_2.\end{aligned}\quad (3.9)$$

Semnificația coeficienților constanți conținuți de ecuațiile (3.98) au de această dată expresiile :

$$\begin{aligned}b_1 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_1' - a_1''); & b_1^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_1' - a_1''); \\ b_2 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_2' - a_2''); & b_2^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_2' - a_2''); \\ b_3 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_3' - a_3''); & b_3^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_3' - a_3''); \\ b_4 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_4' - a_4''); & b_4^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_4' - a_4''); \\ b_5 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_5' - a_5''); & b_5^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_5' - a_5''); \\ b_6 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_6' - a_6''); & b_6^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_6' - a_6''); \\ b_7 &= \frac{A_c D_1}{2} (a_7' - a_7''); & b_7^* &= \frac{A_c D_2}{2} (a_7' - a_7'').\end{aligned}$$

Variația $\Delta \sigma_{1,2}$ a tensiunilor din ramurile transmisiei va modifica și valoarea reacțiunilor pe arbori. Pentru a se determina cîtinea cu care variază reacțiunile pe arbori se înlocuiesc relațiile (3.97) în (3.92) situație în care se obține :

$$\begin{aligned}\Delta T_{x1} &= c_1' \Psi + c_2' x_1 + c_3' x_2 + c_4' y_1 + c_5' y_2 + c_6' \theta_1 + c_7' \theta_2; \\ \Delta T_{y1} &= c_1'' \Psi + c_2'' x_1 + c_3'' x_2 + c_4'' y_1 + c_5'' y_2 + c_6'' \theta_1 + c_7'' \theta_2; \\ \Delta T_{x2} &= d_1' \Psi + d_2' x_1 + d_3' x_2 + d_4' y_1 + d_5' y_2 + d_6' \theta_1 + d_7' \theta_2; \\ \Delta T_{y2} &= d_1'' \Psi + d_2'' x_1 + d_3'' x_2 + d_4'' y_1 + d_5'' y_2 + d_6'' \theta_1 + d_7'' \theta_2.\end{aligned}\quad (3.99)$$

În ceea ce privește expresiile coeficienților constanți ce intră în componența relațiilor (3.99) este de menționat că aceștia sînt formal identici cu cei conținuți de primele șapte linii ale belului 3.6.

Asupra axului rozelor de întindere vor acționa forțe determi-

nate de variația tensiunii din ramura întinsă de rola respectivă. Presia acestor forțe va fi :

$$\begin{aligned}\Delta Q_1 &= 2Ac\Delta\sigma_1 \cos \frac{\delta_{11} + \delta_{12}}{2}; \\ \Delta Q_2 &= 2Ac\Delta\sigma_2 \cos \frac{\delta_{21} + \delta_{22}}{2}.\end{aligned}\quad (3.100)$$

Analizînd echilibrul cadrului port-role sub acțiunea forțelor de mai sus (fig.3.12) se constată că ecuația de mișcare în jurul articulației O_1 este :

$$J\ddot{\psi} - \Delta Q_1 \cos\left(\psi_{11} - \frac{\delta_{12} - \delta_{11}}{2}\right) + \Delta Q_2 \cos\left(\psi_{21} - \frac{\delta_{22} - \delta_{21}}{2}\right) = 0. \quad (3.101)$$

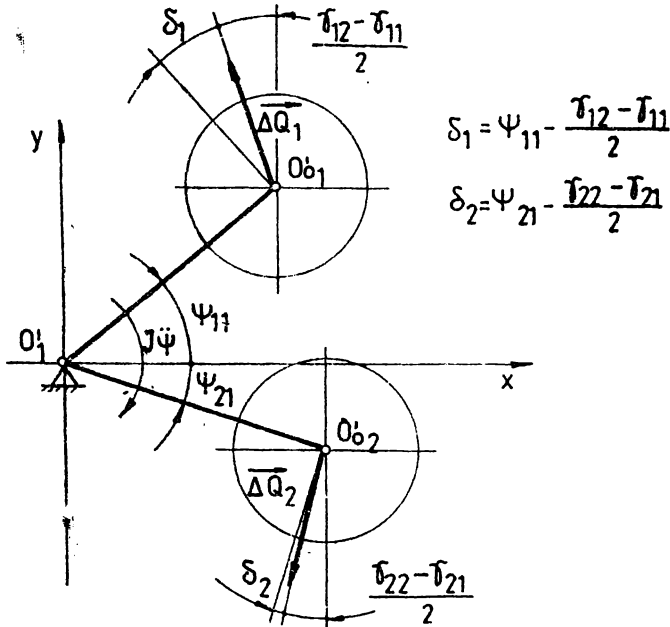


FIG. 3.12

în care J reprezintă momentul de inerție al cadrului port-role inclusiv rolele de întindere. Înlocuind (3.100) în ecuația de mișcare și notînd :

$$\begin{aligned}\alpha_3 &= 2Ac \left[\cos \frac{\delta_{11} + \delta_{12}}{2} \cos\left(\psi_{11} - \frac{\delta_{12} - \delta_{11}}{2}\right) \right]; \\ \alpha_4 &= 2Ac \left[\cos \frac{\delta_{21} + \delta_{22}}{2} \cos\left(\psi_{21} - \frac{\delta_{22} - \delta_{21}}{2}\right) \right].\end{aligned}$$

se ajunge la forma :

$$J\ddot{\Psi} - \alpha_3 \Delta G_1 + \alpha_4 \Delta G_2 = 0, \quad (3.101)$$

Dacă în plus se mai înlocuiesc și $\Delta G_{1,2}$ conform (3.97) ecuația de mișcare (3.101) se poate pune sub formă :

$$\ddot{\Psi} + a_{11}\Psi + a_{12}x_1 + a_{13}x_2 + a_{14}y_1 + a_{15}y_2 + a_{16}\theta_1 + a_{17}\theta_2 = 0. \quad (3.102)$$

Expresiile coeficienților constanți din ecuația (3.102) sînt redată în tabelul 3.9.

TABELUL 3.9

$a_{11} = \frac{\alpha_4 a'_1 - \alpha_3 a'_1}{J}$
$a_{12} = \frac{\alpha_4 a'_2 - \alpha_3 a'_2}{J}$
$a_{13} = \frac{\alpha_4 a'_3 - \alpha_3 a'_3}{J}$
$a_{14} = \frac{\alpha_4 a'_4 - \alpha_3 a'_4}{J}$
$a_{15} = \frac{\alpha_4 a'_5 - \alpha_3 a'_5}{J}$
$a_{16} = \frac{\alpha_4 a'_6 - \alpha_3 a'_6}{J}$
$a_{17} = \frac{\alpha_4 a'_7 - \alpha_3 a'_7}{J}$

Procedînd, în continuare, la aplicarea principiului lui D'Alembert pentru mișcarea roților active ale transmisiei prin curea, se constată că pot fi scrise un număr de șase ecuații diferențiale de mișcare, conținînd tot atîtea necunoscute.

Acste ecuații sînt :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 - \Delta T_{x1} &= F_{x1} \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_{21} x_2 + \Delta T_{x2} &= F_{x2} \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_{12} y_1 - \Delta T_{y1} &= F_{y1} \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_{22} y_2 + \Delta T_{y2} &= F_{y2} \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + \Delta M t_1 &= M_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \theta_2 + \Delta M t_2 &= M_2 \end{aligned} \quad (3.103)$$

în care se mențin notațiile efectuate în (3.94).

Înlocuind în (3.103) valorile determinate anterior se obține în final sistemul de ecuații diferențiale :

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x}_1 + a_{21}\Psi + a_{22}x_1 + a_{23}x_2 + a_{24}y_1 + a_{25}y_2 + a_{26}\theta_1 + a_{27}\theta_2 &= F'_{x1} \\ \ddot{x}_2 + a_{31}\Psi + a_{32}x_1 + a_{33}x_2 + a_{34}y_1 + a_{35}y_2 + a_{36}\theta_1 + a_{37}\theta_2 &= F'_{x2} \\ \ddot{y}_1 + a_{41}\Psi + a_{42}x_1 + a_{43}x_2 + a_{44}y_1 + a_{45}y_2 + a_{46}\theta_1 + a_{47}\theta_2 &= F'_{y1} \\ \ddot{y}_2 + a_{51}\Psi + a_{52}x_1 + a_{53}x_2 + a_{54}y_1 + a_{55}y_2 + a_{56}\theta_1 + a_{57}\theta_2 &= F'_{y2} \\ \ddot{\theta}_1 + a_{61}\Psi + a_{62}x_1 + a_{63}x_2 + a_{64}y_1 + a_{65}y_2 + a_{66}\theta_1 + a_{67}\theta_2 &= M'_1 \\ \ddot{\theta}_2 + a_{71}\Psi + a_{72}x_1 + a_{73}x_2 + a_{74}y_1 + a_{75}y_2 + a_{76}\theta_1 + a_{77}\theta_2 &= M'_2 \end{aligned} \right. \quad (3.104)$$

ABELUL 3.10

$a_{21} = -\frac{c_1}{m_1}$	$a_{22} = \frac{k_{11} - c_2}{m_1}$	$a_{23} = -\frac{c_3}{m_1}$	$a_{24} = -\frac{c_4}{m_1}$	$a_{25} = -\frac{c_5}{m_1}$	$a_{26} = -\frac{c_6}{m_1}$	$a_{27} = -\frac{c_7}{m_1}$	$(F_x = \frac{F_{x1}}{m_1}$
$a_{31} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{32} = \frac{d_2}{m_2}$	$a_{33} = \frac{k_{21} + d_3}{m_2}$	$a_{34} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{35} = \frac{d_5}{m_2}$	$a_{36} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{37} = \frac{d_7}{m_2}$	$F_x = \frac{F_{x2}}{m_2}$
$a_{41} = -\frac{c_1}{m_1}$	$a_{42} = -\frac{c_2}{m_1}$	$a_{43} = -\frac{c_3}{m_1}$	$a_{44} = \frac{k_{12} - c_4}{m_1}$	$a_{45} = -\frac{c_5}{m_1}$	$a_{46} = -\frac{c_6}{m_1}$	$a_{47} = -\frac{c_7}{m_1}$	$F_{y1} = \frac{F_{y1}}{m_1}$
$a_{51} = \frac{d_1}{m_2}$	$a_{52} = \frac{d_2}{m_2}$	$a_{53} = \frac{d_3}{m_2}$	$a_{54} = \frac{d_4}{m_2}$	$a_{55} = \frac{k_{22} + d_5}{m_2}$	$a_{56} = \frac{d_6}{m_2}$	$a_{57} = \frac{d_7}{m_2}$	$F_{y2} = \frac{F_{y2}}{m_2}$
$a_{61} = \frac{b_1}{J_1}$	$a_{62} = \frac{b_2}{J_1}$	$a_{63} = \frac{b_3}{J_1}$	$a_{64} = \frac{b_4}{J_1}$	$a_{65} = \frac{b_5}{J_1}$	$a_{66} = \frac{k_1 + b_6}{J_1}$	$a_{67} = \frac{b_7}{J_1}$	$M_1 = \frac{M_1}{J_1}$
$a_{71} = \frac{b_1}{J_2}$	$a_{72} = \frac{b_2}{J_2}$	$a_{73} = \frac{b_3}{J_2}$	$a_{74} = \frac{b_4}{J_2}$	$a_{75} = \frac{b_5}{J_2}$	$a_{76} = \frac{b_6}{J_2}$	$a_{77} = \frac{k_2 + b_7}{J_2}$	$M_2 = \frac{M_2}{J_2}$

în care s-au introdus notațiile din tabelul 3.10.

Dacă relațiilor (3.104) li se asociază relația (3.102) se obține un sistem de ecuații diferențiale cu coeficienți constanți care caracterizează integral mișcarea elementelor transmisiei.

Un caz remarcabil îl constituie situația în care centrele roților active ale transmisiei, datorită rigidității rezemării lor mult mai mari comparativ cu posibilitatea de rotire a cadrului port-rolu nu efectuează deplasări, adică :

$$x_1 = x_2 = y_1 = y_2 = 0.$$

În această situație variația alungirii ramurilor transmisiei $\Delta l_{1,2}$ se va datora numai rotirii relative $\theta_{1,2}$ a roților active ale transmisiei și rotirii cadrului port-rolu cu un unghi Ψ , relațiile (3.88) devenind :

$$\begin{aligned} \Delta l_1 &= x_3(\cos \delta_{12} - \cos \delta_{11}) + y_3(\sin \delta_{11} + \sin \delta_{12}) - \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2; \\ \Delta l_2 &= x_3(\cos \delta_{21} - \cos \delta_{22}) + y_3(\sin \delta_{21} + \sin \delta_{22}) + \frac{D_1}{2} \theta_1 + \frac{D_2}{2} \theta_2. \end{aligned} \quad (3.105)$$

Cum variația alungirilor $\Delta l_{1,2}$ poate fi exprimată și ca :

$$\Delta l_1 = \alpha_1 \Delta \sigma_1; \quad \Delta l_2 = \alpha_2 \Delta \sigma_2,$$

rezultă pentru $\Delta \sigma_{1,2}$ expresiile :

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_1 &= a_1' \Psi + a_2' \theta_1 + a_3' \theta_2, \\ \Delta \sigma_2 &= a_1'' \Psi + a_2'' \theta_1 + a_3'' \theta_3, \end{aligned} \quad (3.106)$$

unde s-au efectuat următoarele notații :

$$\begin{aligned} a_1' &= \frac{|\sin(\Psi_{11} - \delta_{12}) - \sin(\Psi_{11} + \delta_{11})|}{\alpha_1}; & a_1'' &= \frac{|\sin(\Psi_{11} + \delta_{21}) + \sin(\Psi_{11} + \delta_{22})|}{\alpha_2}; \\ a_2' &= \frac{D_1}{2\alpha_1}; & a_2'' &= \frac{D_1}{2\alpha_2}; \\ a_3' &= \frac{D_2}{2\alpha_1}; & a_3'' &= -\frac{D_2}{2\alpha_2}. \end{aligned}$$

Variația momentelor de torsiune $M_{t1,2}$ aplicate roților de curea va deveni :

$$\begin{aligned} \Delta M_{t1} &= b_1' \Psi + b_2' \theta_1 + b_3' \theta_2; \\ \Delta M_{t2} &= b_1'' \Psi + b_2'' \theta_1 + b_3'' \theta_2, \end{aligned} \quad (3.107)$$

dacă se notează :

$$\begin{aligned} b_1' &= \frac{A_c D_1}{2} (a_1' - a_1''); & b_1'' &= \frac{A_c D_2}{2} (a_1'' - a_1''); \\ b_2' &= \frac{A_c D_1}{2} (a_2' - a_2''); & b_2'' &= \frac{A_c D_2}{2} (b_2'' - a_2''); \\ b_3' &= \frac{A_c D_1}{2} (a_3' - a_3''); & b_3'' &= \frac{A_c D_2}{2} (a_3'' - a_3''). \end{aligned}$$

În aceeași ordine de idei se pot stabili expresiile corespunzătoare pentru variația componentelor reacțiunilor pe arborii transmisiei, respectiv pentru aceea a componentelor forțelor ce acționează asupra roților. Din (3.99), respectiv (3.100) după substituirea relațiilor (3.106) se obține :

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{x1} &= c_1' \Psi + c_2' \theta_1 + c_3' \theta_2 ; \\
 \Delta T_{y1} &= c_1'' \Psi + c_2'' \theta_1 + c_3'' \theta_2 ; \\
 \Delta T_{x2} &= d_1' \Psi + d_2' \theta_1 + d_3' \theta_2 ; \\
 \Delta T_{y2} &= d_1'' \Psi + d_2'' \theta_1 + d_3'' \theta_2 ; \\
 \Delta Q_{1x} &= e_1' \Psi + e_2' \theta_1 + e_3' \theta_2 ; \\
 \Delta Q_{1y} &= e_1'' \Psi + e_2'' \theta_1 + e_3'' \theta_2 ; \\
 \Delta Q_{2x} &= f_1' \Psi + f_2' \theta_1 + f_3' \theta_2 ; \\
 \Delta Q_{2y} &= f_1'' \Psi + f_2'' \theta_1 + f_3'' \theta_2 .
 \end{aligned} \tag{3.108}$$

Valorile coeficienților utilizați în scrierea relațiilor (3.108) sînt formal identice cu expresiile conținute în primele trei linii ale tabelelor 3.6 și 3.7 .

Ecuatiile de mișcare ale roților de curea în jurul axei O_1 respectiv O_2 vor putea fi scrise ca fiind :

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \dot{\theta}_1 + \Delta M t_1 &= M_1 ; \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 \dot{\theta}_2 + \Delta M t_2 &= M_2 .
 \end{aligned} \tag{3.109}$$

Inlocuind mai sus valorile (3.107) se ajunge la forma :

$$\begin{aligned}
 \theta_1 + a_{11} \theta_1 + a_{12} \theta_2 + a_{13} \Psi &= M_1 ; \\
 \theta_2 + a_{21} \theta_1 + a_{22} \theta_2 + a_{23} \Psi &= M_2 .
 \end{aligned} \tag{3.109}$$

la care asociindu-se ecuația de mișcare a cadrului port-role (3.104) prelucrată corespunzător :

$$\Psi + a_{31} \theta_1 + a_{32} \theta_2 + a_{33} \Psi = 0 , \tag{3.110}$$

se obțin cele trei ecuații diferențiale ce caracterizează, în situația de față, mișcarea elementelor transmisiei. În scrierea acestor ecuații s-au utilizat notațiile :

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= \frac{k_1 + b_2}{J_1} ; a_{12} = \frac{b_3}{J_1} ; a_{13} = \frac{b_1}{J_1} ; M_1' = \frac{M_1}{J_1} ; \\
 a_{21} &= \frac{b_2}{J_2} ; a_{22} = \frac{k_2 + b_2}{J_2} ; a_{23} = \frac{b_1}{J_2} ; M_2' = \frac{M_2}{J_2} ; \\
 a_{31} &= -A_c \frac{\alpha_3 a_2' - \alpha_4 a_2'}{J} ; a_{32} = -A_c \frac{\alpha_3 a_3' + \alpha_4 a_3'}{J} ; \\
 a_{33} &= -A_c \frac{\alpha_3 a_1' - \alpha_4 a_1'}{J} .
 \end{aligned}$$

Dacă față de situația anterioară ($x_1 = x_2 = y_1 = y_2 = 0$) se mai are în vedere că și rotațiile relative ale roților de curea sînt neglijabile cu rotirea cadrului port-role ($\theta_1 = \theta_2 = 0$), atunci variația tensiunii efective din ramurile transmisiei devine :

$$\begin{aligned}
 \Delta \sigma_1 &= \psi \frac{[\sin(\psi_{11} - \delta_{11}) - \sin(\psi_{11} + \delta_{11})]}{\alpha_1} = a' \psi \\
 \Delta \sigma_2 &= \psi \frac{[\sin(\psi_{11} + \delta_{21}) + \sin(\psi_{11} + \delta_{22})]}{\alpha_2} = a'' \psi
 \end{aligned} \quad (3.111)$$

Înlocuind în ecuația de mișcare (3.110) a cadrului port-role se obține în final :

$$\ddot{\psi} + a_{11} \psi = 0$$

unde coeficientul constant a_{11} are expresia: (3.112)

$$a_{11} = A_c \frac{a'[\cos(\psi_{11} + \delta_{11}) + \cos(\psi_{11} - \delta_{12})] + a''[\cos(\psi_{21} - \delta_{22}) + \cos(\psi_{21} + \delta_{21})]}{J}$$

3.5. Determinarea pulsațiilor proprii ale sistemului

Așa cum s-a văzut din paragrafele anterioare, pentru toate cazurile analizate, s-a ajuns în final la ecuația de mișcare a vibrațiilor forțate neamortizate :

$$m\ddot{x} + kx = f(t), \quad (3.113)$$

ce constituie un sistem de n ecuații diferențiale de ordinul doi, neomogen, cu coeficienți constanți.

În scopul stabilirii modului de comportare a transmisiei prin curea sub acțiunea factorilor generatori de vibrații ce apar în exploatare, este necesară determinarea amplitudinilor vibrațiilor forțate. Cu alte cuvinte este necesară rezolvarea ecuației (3.113), rezolvare care devine deosebit de dificilă dacă nu se cunosc ele-

mentele matricii perturbatiei sistemului.

Tinând, însă, seama că amplitudinile vibrațiilor forțate au valoare maximă atunci când pulsația forței perturbatoare coincide cu o pulsație proprie a sistemului, este suficient să se studieze ecuația de mișcare a vibrațiilor libere neamortizate :

$$\underline{m}\ddot{\underline{x}} + \underline{k}\underline{x} = 0. \quad (3.114)$$

Pentru aceasta, se înmulțește ecuația (3.114) la stînga cu matricia \underline{m}^{-1} obținîndu-se

$$\ddot{\underline{x}} + \underline{A}\underline{x} = 0, \quad (3.115)$$

unde prin \underline{A} s-a notat matricia dinamică a sistemului.

Pentru ecuația (3.114) se caută o soluție particulară de forma :

$$\underline{x}(t) = \hat{\underline{\lambda}} \sin(pt + \alpha). \quad (3.116)$$

Înlocuind soluția (3.116) în ecuația (3.114) și simplificînd factorul $\sin(pt + \alpha)$ se obține :

$$(\underline{A} - \underline{E}p^2)\hat{\underline{\lambda}} = 0, \quad (3.117)$$

unde prin \underline{E} s-a notat matricia unitate.

Pentru ca din ecuația (3.117) să rezultă $\hat{\underline{\lambda}} \neq 0$ trebuie să fie îndeplinită condiția :

$$\det(\underline{A} - \underline{E}p^2) = 0, \quad (3.118)$$

care reprezintă ecuația caracteristică (seculară) a sistemului.

Pentru determinarea rădăcinilor ecuației caracteristice este necesar să se procedeze la dezvoltarea determinantului caracteristic la un polinom la gradul n :

$$D(\lambda) = \det(\underline{A} - \underline{E}p^2) = (-1)^n [\lambda - \sigma_1 \lambda^{n-1} + \sigma_2 \lambda^{n-2} \dots - (-1)^n \sigma_n], \quad (3.119)$$

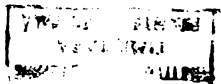
unde s-a notat

$$\sigma_1 = \sum_{\alpha=1}^n a_{\alpha\alpha}$$

$$\sigma_2 = \sum_{\alpha < \beta} \begin{vmatrix} a_{\alpha\alpha} & a_{\alpha\beta} \\ a_{\beta\alpha} & a_{\beta\beta} \end{vmatrix}$$

$$\sigma_3 = \sum_{\alpha < \beta < \gamma} \begin{vmatrix} a_{\alpha\alpha} & a_{\alpha\beta} & a_{\alpha\gamma} \\ a_{\beta\alpha} & a_{\beta\beta} & a_{\beta\gamma} \\ a_{\gamma\alpha} & a_{\gamma\beta} & a_{\gamma\gamma} \end{vmatrix}$$

$$\sigma_n = \det \underline{A},$$



\bar{U}_i reprezentând suma tuturor diagonalelor minore de ordinul $i = 1, 2, \dots, n$ a matricii \underline{A} .

Este ușor de constatat că numărul de ordinul k al diagonalelor minore ale lui \underline{A} este

$$C_n^k = \frac{n(n-1)\dots(n-k+1)}{k}, \quad k = 1, 2, \dots, n$$

și astfel, pentru stabilirea directă a coeficienților polinomului (3.119), este necesar să se calculeze

$$C_n^1 + C_n^2 + \dots + C_n^n = 2^n - 1$$

determinanți de diverse ordine.

În vederea simplificării calculului pot fi utilizate metode speciale pentru dezvoltarea determinantului caracteristic printr-o care se amintesc metoda Krylov, metoda Danilevki, metoda Leverrier, metoda coeficienților nedeterminați și altele [D.5].

În cele ce urmează, avînd în vedere facilitățile pe care le oferă în privința calculului automatizat, se va aplica metoda imagină de A.N.Krylov pentru dezvoltarea determinantului caracteristic.

Conform acestuia, dacă

$$D(\lambda) = \det(\lambda \underline{E} - \underline{A}) = \lambda^n - p_1 \lambda^{n-1} + \dots + p_n \quad (3.119')$$

este, cu excepția semnelor, polinomul caracteristic al matricii \underline{A} , atunci, conform teoremei Cayley-Hamilton [D.5], matricea \underline{A} reduce polinomul său caracteristic la zero, adică :

$$\underline{A}^n + p_1 \underline{A}^{n-1} + \dots + p_n \underline{E} = 0 \quad (3.120)$$

Se acceptă un vector arbitrar nenul

$$y^{(0)} = \begin{bmatrix} y_1^{(0)} \\ y_2^{(0)} \\ \vdots \\ y_n^{(0)} \end{bmatrix} \quad (3.121)$$

cu care înmulțind ambii membri ai ecuației (3.120) se obține

$$\underline{A}^n y^{(0)} + p_1 \underline{A}^{n-1} y^{(0)} + \dots + p_n y^{(0)} = 0 \quad (3.122)$$

Notînd $A^k y^{(0)} = y^{(k)}$, $k = 1, 2, \dots, n$, ecuația (3.122) ajunge la forma :

$$y^{(n)} - p_1 y^{(n-1)} + \dots + p_n y^{(0)} = 0 \quad (3.123)$$

sau

$$\begin{bmatrix} y_1^{(n-1)} & y_1^{(n-2)} & \dots & y_1^{(0)} \\ y_2^{(n-1)} & y_2^{(n-2)} & \dots & y_2^{(0)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y_n^{(n-1)} & y_n^{(n-2)} & \dots & y_n^{(0)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_n \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} y_1^{(n)} \\ y_2^{(n)} \\ \vdots \\ y_n^{(n)} \end{bmatrix} \quad (3.123 \text{ a})$$

în care :

$$y^{(k)} = \begin{bmatrix} y_1^{(k)} \\ y_2^{(k)} \\ \vdots \\ y_n^{(k)} \end{bmatrix} \quad k = 0, 1, 2, \dots, n,$$

Pe această cale ecuația vectorului (3.123) devine echivalentă cu sistemul de ecuații :

$$p_1 y_j^{(n-1)} + p_2 y_j^{(n-2)} + \dots + p_n y_j^{(0)} = -y_j^{(n)}; \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (3.124)$$

de unde se pot determina coeficienții necunoscuți p_1, p_2, \dots, p_n .

Coordonatele $y_1^{(k)}, y_2^{(k)}, \dots, y_n^{(k)}$ al vectorului $y^{(k)}$, pot fi calculate utilizînd relațiile :

$$\begin{cases} y_i^{(1)} = \sum_{j=1}^n a_{ij} y_j^{(0)} \\ y_i^{(2)} = \sum_{j=1}^n a_{ij} y_j^{(1)} \\ \dots \\ y_i^{(n)} = \sum_{j=1}^n a_{ij} y_j^{(n-1)} \quad i = 1, 2, \dots, n. \end{cases} \quad (3.125)$$

Din cele de mai sus rezultă că a terminarea coeficienților p_j ai polinomului caracteristic (3.119) prin metoda Krylov se reduce la rezolvarea sistemului de ecuații liniare (3.124), al cărui

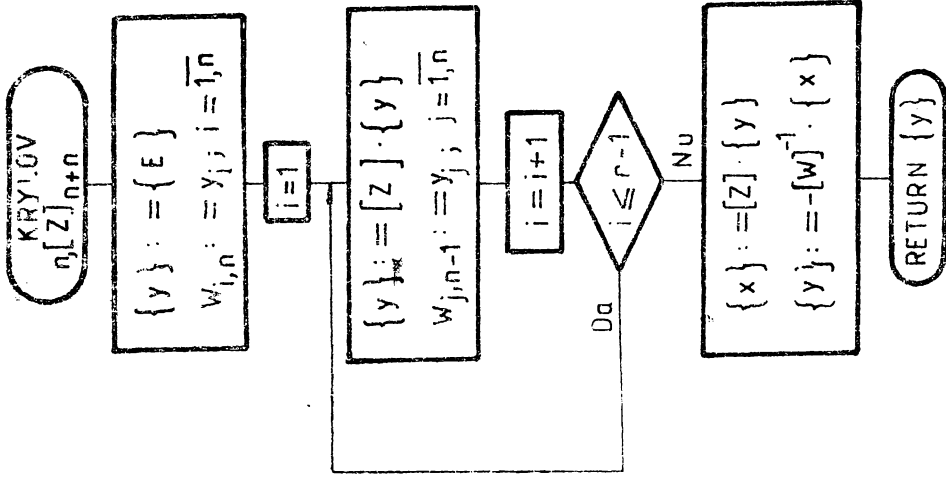


Fig. 3.14

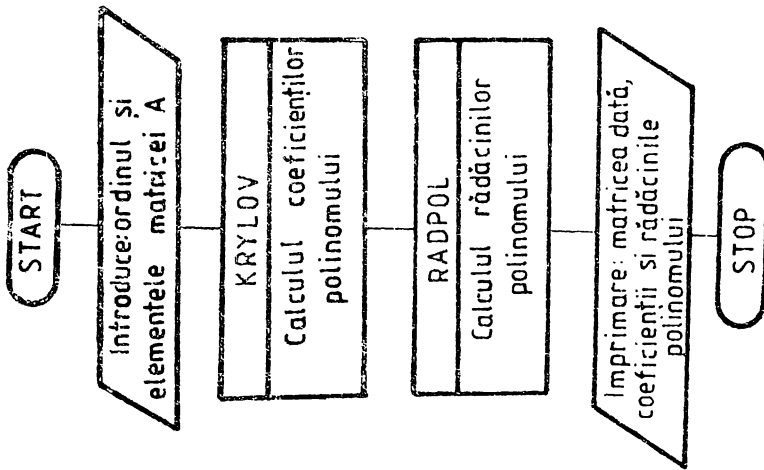


Fig. 3.13

coeficienți se determină pe baza relațiilor (3.125).

După stabilirea coeficienților p_j al polinomului caracteristic se procedează la determinarea rădăcinilor acestuia care reprezintă pulsațiile proprii ale sistemului.

În cele ce urmează, calculul rădăcinilor polinomului caracteristic s-a făcut prin metoda Bairstow.

Pentru facilitarea calculului s-a recurs la utilizarea calculatorului, pe baza programului reprezentat în figura 3.13. Subprogramul Krylov, pentru calculul coeficienților polinomului caracteristic, este prezentat în figura 3.14.

4. INSTALAȚII EXPERIMENTALE UTILIZATE ÎN CERCETAREA FENOMENULUI TRANSITORIU DE PUTERE

Complexitatea și multitudinea factorilor ce caracterizează și condiționează funcționarea unei transmisii prin curea echipată cu STA face imposibilă determinarea pe cale analitică a caracteristicilor universale de tracțiune

$$\xi = \xi(\varphi) \cup \eta = \eta(\varphi), \quad (4.1)$$

ce descrie comportarea în regim stabilizat a transmisiei. Cu atât mai mult, studiul regimurilor tranzitorii, impune dezvoltarea unor cercetări experimentale, pe instalații specializate cât și în condiții reale de funcționare a transmisiiilor prin curea.

Pe de altă parte, cunoscută fiind influența hotărâtoare pe care o are elementul intermediar flexibil asupra fenomenului transmiterii de putere, prin proprietățile sale fizice, mecanice și tribologice, precum și existența unei dispersii nerăționale în privința valorilor citate de literatura de specialitate pentru aceste mărimi, este necesar să se stabilească cu o precizie sporită, mai ales pentru curelele autohtone, valorile parametrilor ce determină calitatea și capacitatea transmisiei.

În cercetarea experimentală a transmisiiilor prin curea prevăzută cu STA s-au utilizat trei tipuri principale distincte de instalații și anume :

- un simulator complex, prevăzut cu dispozitive specializate, destinat studiului pe model al funcționării în regim stabilizat, respectiv tranzitoriu a transmisiiilor prin curea cu STA ;

- o instalație constituită din mașina de rectificat interior MI 80 în vederea testării în condiții reale a comportării transmisiei prin curea ;

- un grup de dispozitive și instalații prin intermediul cărora să se pună în evidență valorile caracteristicilor mecanice și tribologice ale elementului flexibil utilizat.

Este de menționat faptul că instalațiile experimentale au fost în totalitate concepute de către autor, s-au realizat sub îndrumarea acestuia, constituind, parte din ele, elemente de originalitate. În cele ce urmează vor fi prezentate instalațiile și dispozitivele utilizate în cercetarea experimentală.

4.1. Simulatorul universal complex [11]

Testarea sub toate aspectele a funcționării transmisiei cu el

ment flexibil echipată cu STA, impune instalațiilor menite acestui scop să permită :

- reglarea momentului de torsiune rezistent într-un interval relativ larg de valori ;
- varierea facilă a vitezei unghiulare a motorului de acționare ;
- modelarea, fără restricții, a celor mai diverse regimuri de funcționare pentru transmisiile încercate ;
- măsurarea și înregistrarea continuă, cu o precizie corespunzătoare a tuturor parametrilor ce definesc comportarea transmisiei.

Căutînd să răspundă acestor deziderate, pentru dezvoltarea cercetării experimentale, s-a optat pentru un simulator nerecuperativ, la care energia mecanică este vehiculată de la motor la consumator (dipositor) prin transmisia încercată (fig.4.1).

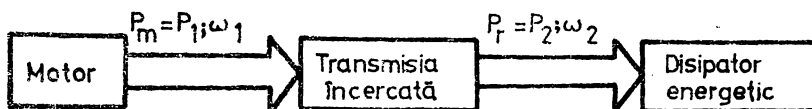


Fig.4.1

În consecință, s-a proiectat și realizat o instalație cu caracter universal, putînd recepta orice fel de transmisii mecanice inclusiv cea prin curele, compusă dintr-un grup de alimentare, un ansamblu intermediar constituit din transmisia prin curea încercată și un dipositor energetic dispuse pe un platou de 1,5 m x 1,5 m.

Acționarea instalației și reglarea momentului de torsiune rezistent a fost concepută în două variante :

- cu motor electric asincron alimentat de la rețea, variator mecanic de viteză unghiulară și generator de c.c. ce debitează pe grupul de rezistențe RS (fig.4.2) ;

- cu motor electric de c.c. alimentat de un grup Ilgner, respectiv frînă cu curent de inducție și grup de volanți (fig.4.3).

În prima situație, motorul asincron (MA) de 10 kW și 300 rad/s și generatorul de c.c. (Gcc), cu excitație separată (R), avînd puterea de 8,5 kW la viteza unghiulară de 150 rad/s, se dispun în amonte, respectiv în aval de transmisia încercată prin intermediul a două cuple torsiometrice tensometrice (CT1 și CT2), ce măsoară momentele de torsiune motor și rezistent.

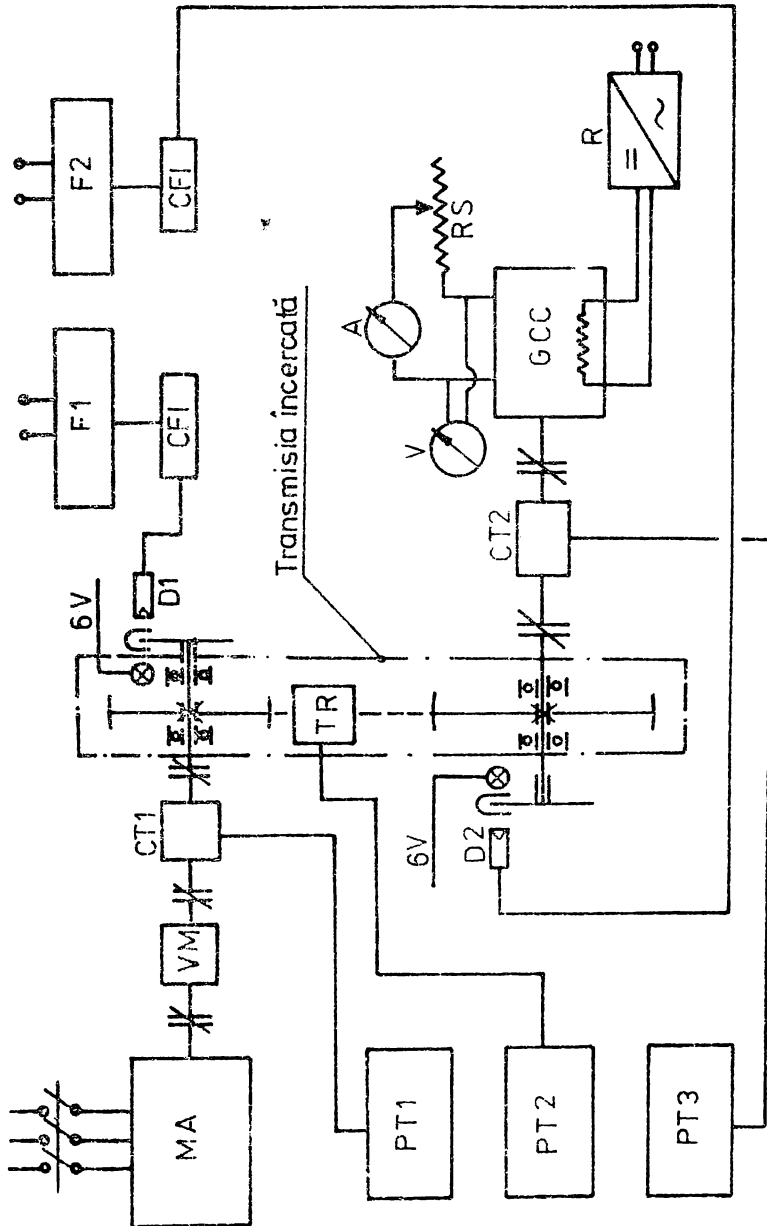


FIG. 4.2

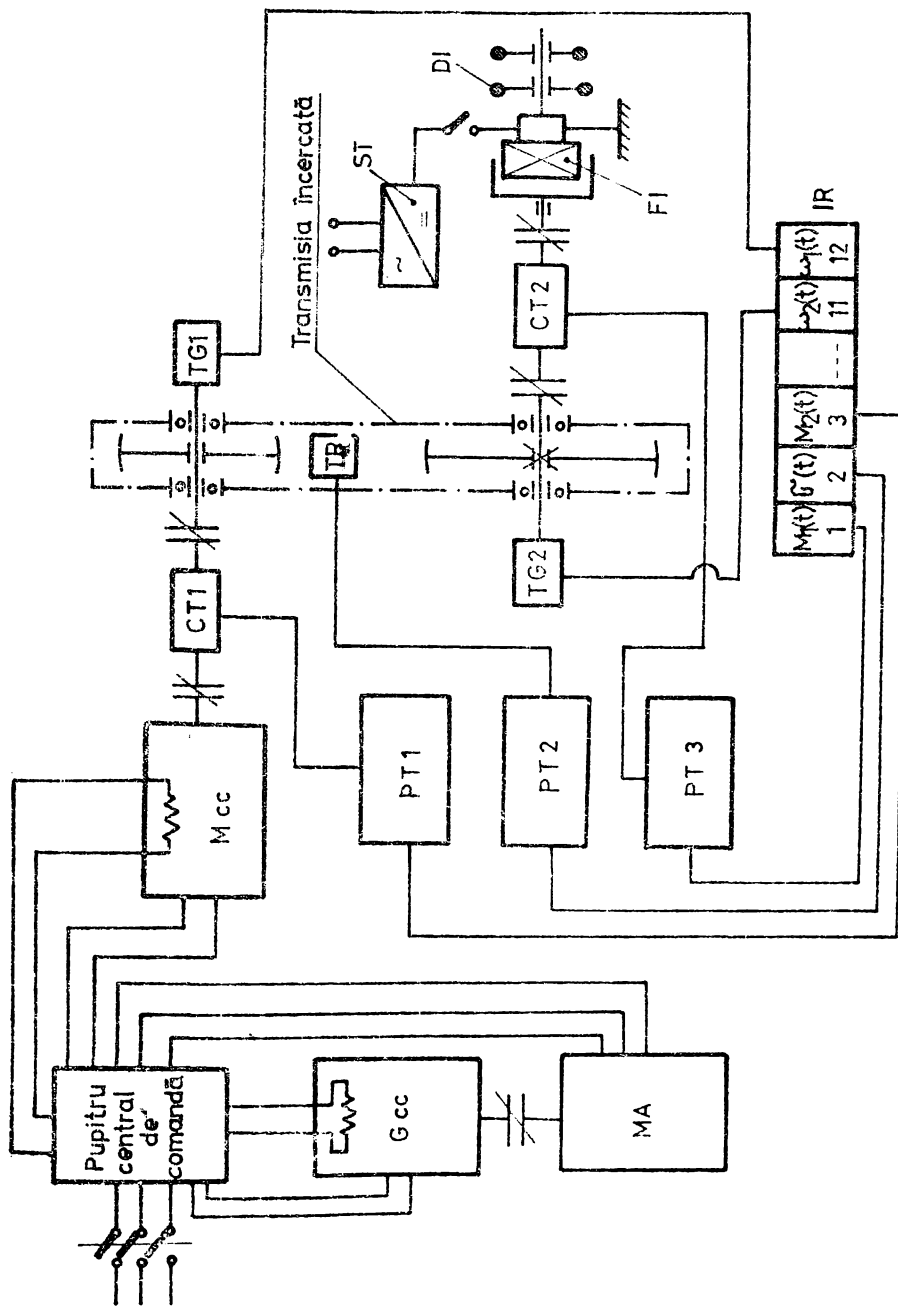


Fig. 4.3

Momentul de torsiune rezistent poate fi determinat informativ și prin intermediul aparatelor (A și V) dispuse în circuitul de alimentare al rezistențelor disipative (R).

Cuplele torsiometrice Philips PR 9330, cu domeniul de măsurare 0...200 Nm., se conectează la punți tensometrice (PT1 și PT2), de tip RPT-UM 111.

Etalonarea semnalelor momentului de torsiune pe lanțul de măsurare se realizează static, prin blocarea arborilor și încărcarea lor prin intermediul unui sistem cu pîrghie și greutate.

Măsurarea vitezelor unghiulare la arborele motor, respectiv condus, se efectuează prin impulsuri, cu traductoare cu fotodiodă (D_1 și D_2) conectate la frecvențmetre numerice (F1 și F2) de tip IEMI- FNI-6/A. În situația în care se impune o precizie sporită de măsurare a vitezelor unghiulare, instalația permite și utilizarea de tahogeneratoare (TG1 și TG2), cu caracteristica $mV/rad\ s^{-1}$ liniară și domeniul de măsurare 0...300 rad/s, tip AMCO, dispuse de part liberă a arborelui motor sau condus.

Etalonarea semnalelor furnizate de către tahogeneratoare se face prin compararea valorilor indicate de frecvențmetre (F1 și F2) cu tensiunea electromotoare de la borne redresată într-o punte cu diode semiconductoare și măsurată cu voltmetru numeric E-0301.

Instalația astfel concepută permite încercarea transmisiilor prin curea la viteze unghiulare aproximativ constante și momente de torsiune variabile.

În vederea studierii proceselor tranzitorii de funcționare s-a conceput și realizat o variantă modificată a instalației descrise anterior, a cărei schemă principială este prezentată în fig.4.3.

De această dată acționarea instalației se face de către motorul de c.c. (Mcc), de 8,5 kW la viteza unghiulară nominală de 150 rad/s, alimentat de la grupul Ilgner (acționare Ward-Leonard), ce acapătă un domeniu de reglare a vitezei unghiulare de 10...300 rad/s.

Înfășurarea de excitație a motorului, de tip separat, este alimentată de la un redresor de 1,5 kW și 220 V, realizat cu diode de germaniu (EFR 135).

Măsurarea momentului de torsiune și a vitezei unghiulare pe partea de antrenare, respectiv pe partea condusă a transmisiei încercate, nu diferă de situația prezentată anterior.

Încărcarea transmisiei experimentate se face prin intermediul unei frîne electromagnetice cu inducție (MI), concepută special pentru acest scop. Prin reglarea curentului de excitație al frînei

după o lege dorită se poate simula orice forme de variație a momentului de torsiune rezistent, în domeniul 0...800 Nm.

Ansamblul de încărcare a fost completat cu un dispozitiv cu discuri interschimbabile (DI), ce simulează momente de inerție în limitele 0... 0,15 kgm², cu un pas de $3 \cdot 10^{-2}$ kgm².

În vederea menținerii la valoare constantă în timp a parametrilor funcționali ai ansamblului de încărcare, alimentarea de la rețea a acestuia s-a efectuat printr-un stabilizator de tensiune (SI).

Instalația experimentală, în ambele variante, are toate comenzile centralizate la un pupitru de comandă, conceput și realizat ca o unitate independentă, prevăzut cu dispozitive de pornire-oprire, de semnalizare a funcționării, de reglare a momentului de torsiune rezistent și a vitezei unghiulare. Pupitrul de comandă a fost prevăzut cu aparatura necesară urmării simultane a tuturor parametrilor electrici, de temporizare a proceselor și de protecție a instalației.

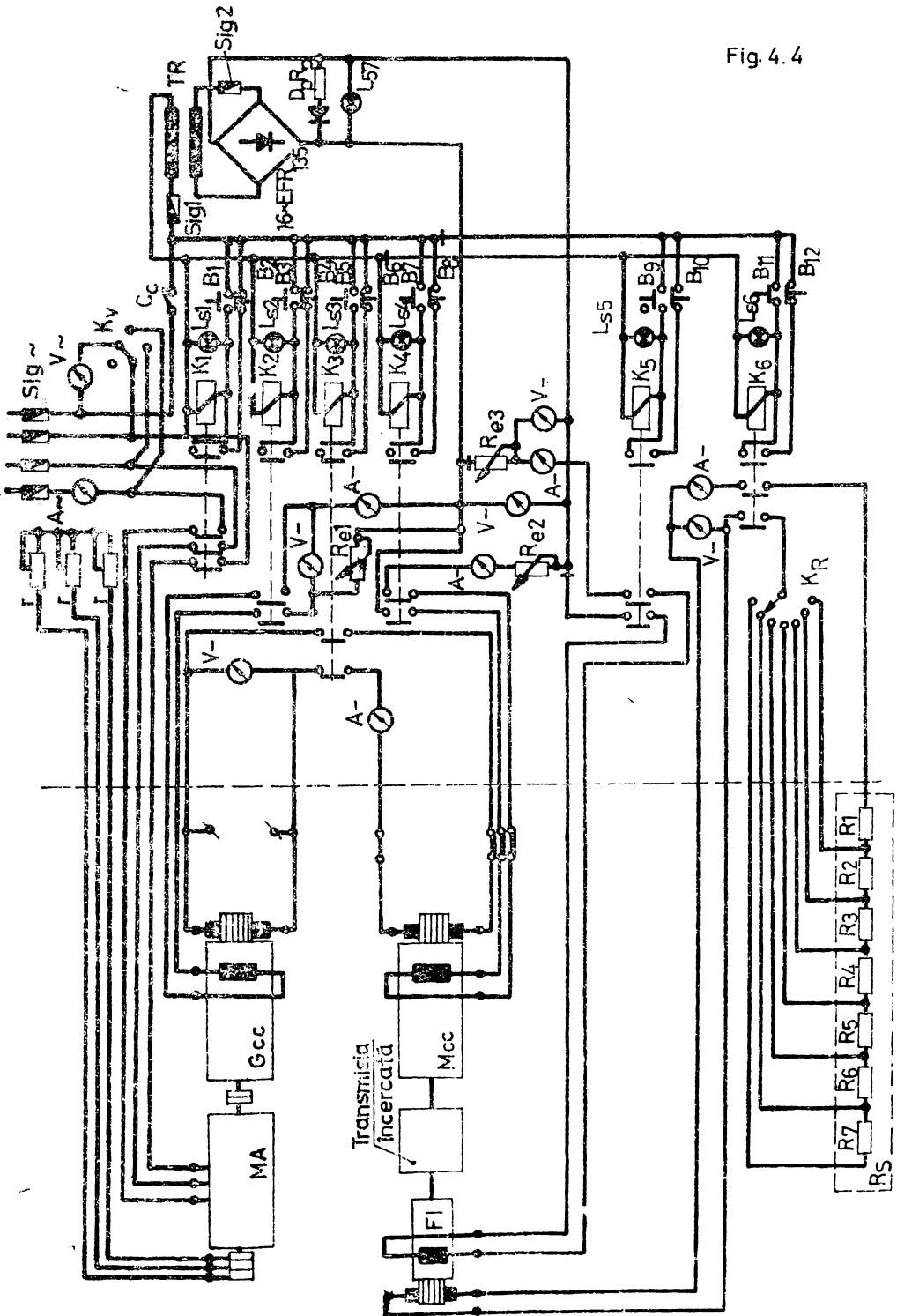
Schema electrică a pupitrului de comandă este prezentată în figura 4.4, în care s-au utilizat următoarele simboluri :

- MA și Gcc pentru motorul electric asincron, respectiv pentru generatorul de c.c. al grupului Ilgner ;
- Mcc - motorul de acționare al transmisiei experimentate ;
- FI - frâna electromagnetică cu curenți de inducție ;
- K_R - comutator pentru modificarea momentului de torsiune rezistent, asociat grupului de rezistențe (R₅), ce asigură reglarea în limitele a șapte trepte liniare (R₁...R₇) a momentului ;
- r - rezistențele de pornire ale grupului Ilgner și pentru reglarea fină a vitezei unghiulare ;
- V, A - șase grupuri de voltmetre și ampermetre ce măsoară parametrii electrici corespunzători motorului, generatorului, ai excitației acestora, ai frânei și ai excitației sale.

Circuitele respective sînt prevăzute cu lămpi de semnalizare a funcționării (L₅₁...L₅₆) și cu butoanele de pornire-oprire (B₁...oprire (B₁...B₁₂)).

Reglarea vitezei unghiulare a Mcc sub viteza sa nominală este realizată prin intermediul reostatului R_{el}, care modifică curentul de excitație al generatorului Gcc, astfel încît tensiunea aplicată bornelor indusului motorului să poată fi modificată în limitele

Fig. 4.4



20...200 V, reglarea făcându-se în regim de moment de torsiune constant.

Reostatul de excitație R_{e2} reglează viteza unghiulară a motorului peste cea nominală, prin scăderea cîmpului, în regim de putere constantă.

Protecția instalației este realizată prin siguranțele fuzibile calibrate (Sig), iar protecția grupului de redresare față de tensiunile ce apar la deconectarea înfășurărilor, prin dioda D_p și rezistența de protecție R_p .

Vederea de ansamblu a instalației pentru simularea funcționării transmisiei prin curea, echipată cu STA, este prezentată în figura 4.5.

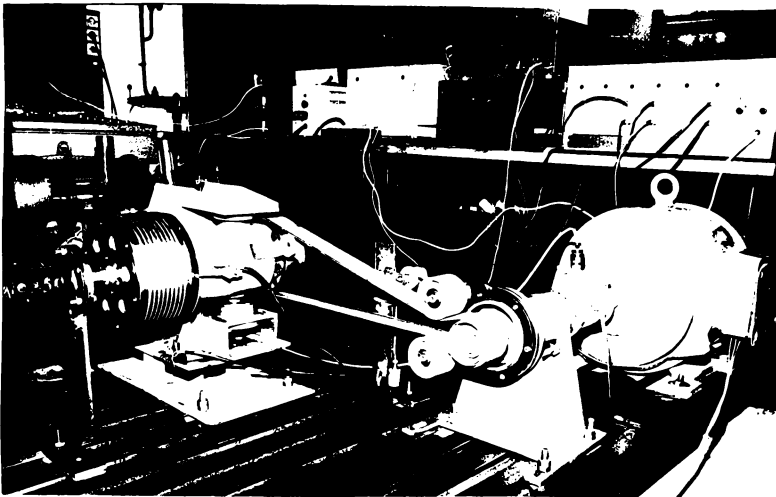


Fig.4.5

Descrierea exhaustivă a simulatorului evidențiază complexitatea și universalitatea sa, cât și multiplele alternative de investigație pe care le oferă. În aceeași ordine de idei, pare demn de detaliat modul de măsurare a reacțiunii pe arborii transmisiei, pentru care s-a conceput și s-a realizat un lagăr basculant ce susține, după caz, roata motoare, sau roata condusă a transmisiei prin curea. În fig.4.6 este prezentat ansamblul lagărului basculant și ambele scheme și cinematică (fig.4.6 a) și fotografia acestuia (fig. 4.6 b).

Corpul (1) al lagărului este rezemat articulat în suporturile (2) ce permit rotirea în plan vertical determinată de reacțiunea pe arborele (3) al transmisiei, care, implicit este dependentă de

forturile din ramurile curelei înfășurată peste roata (4).

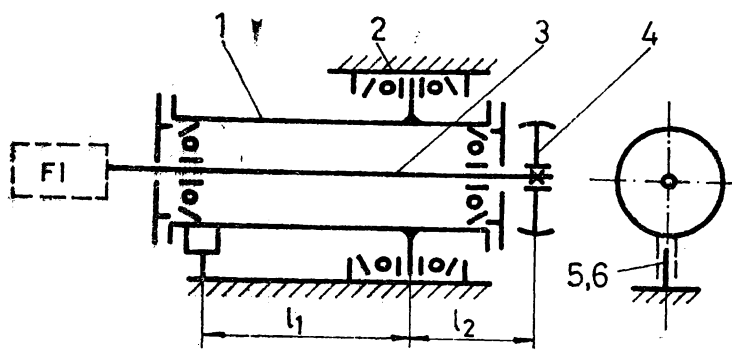


Fig.4.6 a

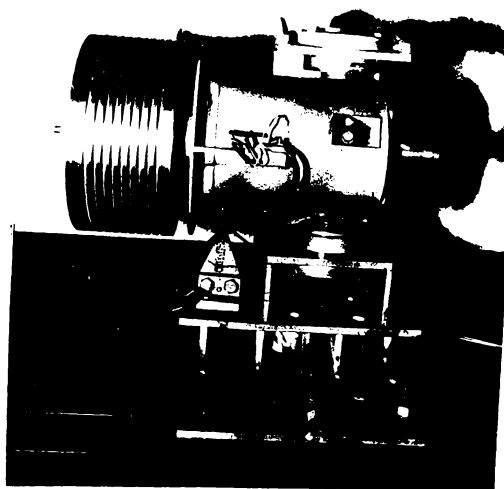


Fig.4.6 b

La o distanță l_1 față de axa de rotație, convenabil aleasă, este plasat traductorul de forță (detaliul în fig.4.7), constituit din lama elastică (5), pe care sînt montate bilateral traductoarele rezistive (6). Acestea din urmă, de tip Hottinger 3/120 LE 11 (auto-compensate termic între 283 K și 393 K), au fost conectate în brațele opuse ale punții tensometrice (PT2- fig.4.2 și 4.3).

Etalonarea dispozitivului s-a efectuat static, prin încărcare cu forțe cunoscute prin intermediul unui dispozitiv a cărui structură rezultă din figura 4.8.

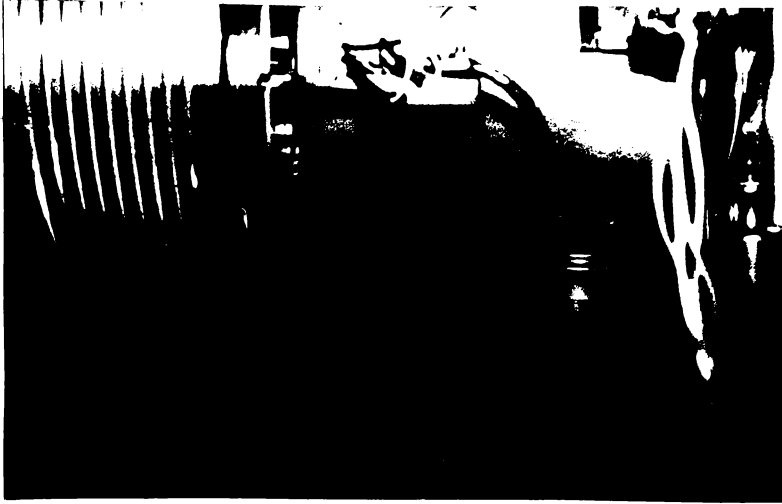


Fig.4.7

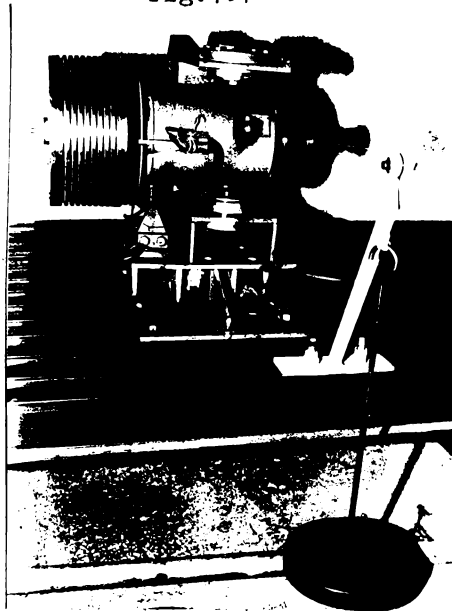


Fig.4.8

In vederea încercării transmisiei prin curele tensionată automat pe simulatorul universal a fost necesar să se proiecteze și să se realizeze o frână cu curenți de inducție pentru aplicarea controlată a momentului de torsiune rezistent.

Frâna cu curenți de inducție (fig.4.9) a avut drept model de referință varianta ISK 22 A a firmei Stromag și a fost proiectată și realizată integral la Catedra de Organe de mașini și mecanisme a Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timișoara.

Instalația de măsurare a momentului rezistent este concepută sub forma unui arc lamelar de egală rezistență încadrat pe suportul lagărului basculant și prevăzut cu două traductoare rezistive

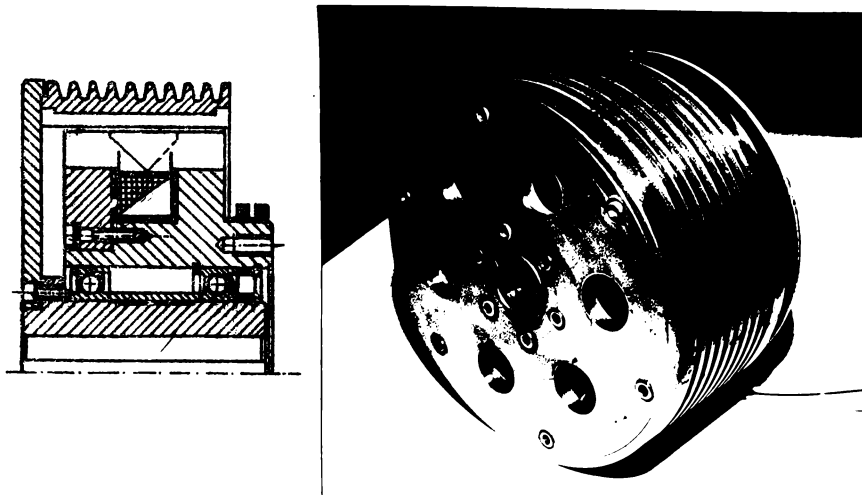


Fig.4.9

tip Hottinger 3/120 LE 11, conectate în brațele opuse ale unei punți tensometrice. Momentul de torsiune este transmis traductorului prin intermediul unui disc metalic cu fantă solidar cu statorul frânei cu curenți de inducție. Ansamblul pentru măsurarea momentului rezistent este prezentat în fig.4.10.

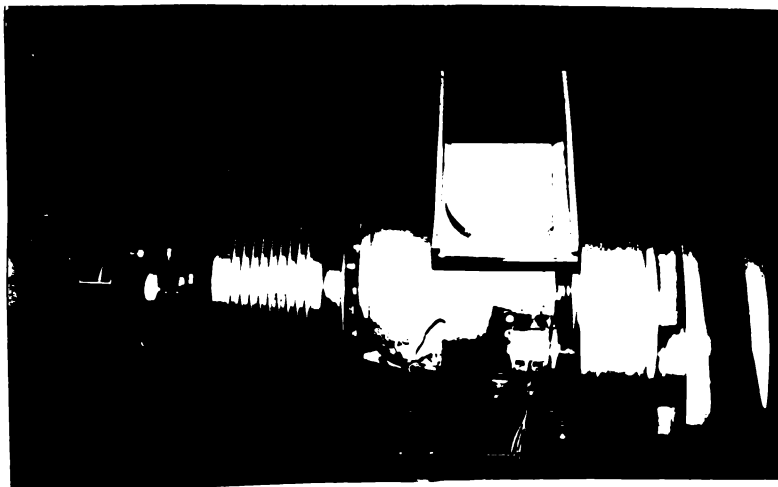


Fig.4.10

Etalonarea traductorului de moment rezistent s-a făcut static prin intermediul sistemului gravitațional prezentat în figura 4.11



Fig.4.11

Investigarea funcționării STA a presupus punerea în evidență și măsurarea unor rotiri ale carcasei sistemului cu roți dințate planetare respectiv a plăcii suport a sistemului cu role cu acțiune antagonistă. Pentru prima situație, avînd în vedere unghiurile relativ mari ale carcasei sistemului de tensionare, s-a acceptat

alternativa măsurării unghiului de rotație printr-un potențiomtru circular fixat de asemenea pe carcasa lagărului basculant (dat fiind necesitatea modificării în timp a poziției funcției de poziția roții de curea). Acționarea reostatului se face prin intermediul unui fir fixat la unul din capete pe carcasa sistemului de tensionare, trecut peste tamburul imobilizat pe axul potențiometrului și avînd suspendată la celălalt capăt o contragreutate. Mon

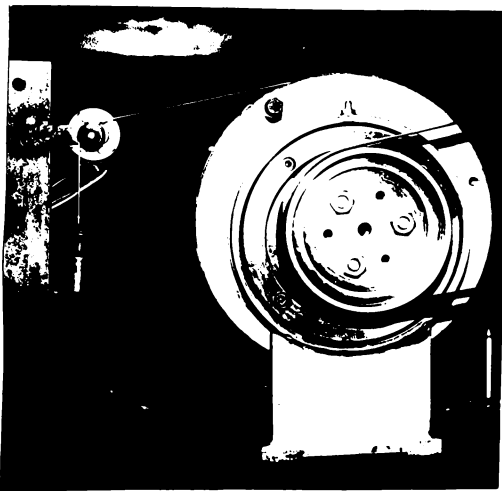


Fig.4.12

tajul astfel realizat este prezentat în figura 4.12.

Etalonarea traductorului unghiular s-a efectuat static cu ajutorul unui dispozitiv existent în laboratorul de metrologie al catedrei. Dispozitivul utilizat poate măsura rotiri de ordinul minutelor și este prezentat în figura 4.13.

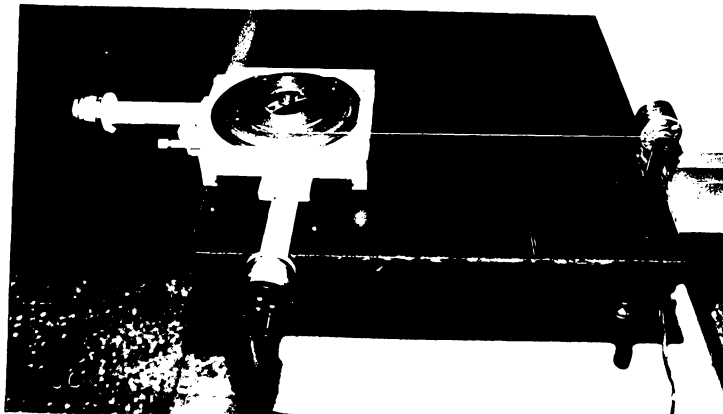


Fig.4.13

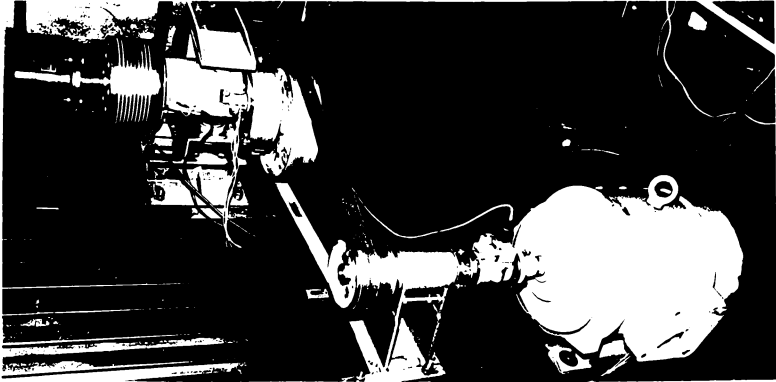
Ansamblul general al întregii instalații utilizate pentru testarea STA este prezentat în figura 4.14. Dată fiind complexitatea instalației sînt prezentate separat platforma pe care este fixat STA (fig.4.14 a), grupul Ilgar împreună cu pupitrul de comandă (fig.4.14 b) și ansamblul aparatului de măsurare și înregistrare (fig.4.14 c).

4.2. Instalații pentru stabilirea caracteristicilor mecanice și tribologice ale curelelor late multistrat

Elementul principal al transmisiei, ale cărui proprietăți fizice, mecanice și tribologice condiționează calitatea fenomenului transmiterii de putere, îl constituie cureaua.

Așa cum s-a arătat, curelele late de construcție modernă au în ceea ce privește majoritatea cazurilor structură neomogenă, realizată prin reunirea optimală a mai multor substanțe, în care predomină materialele sintetice caracterizate printr-un comportament viscoelastic complex.

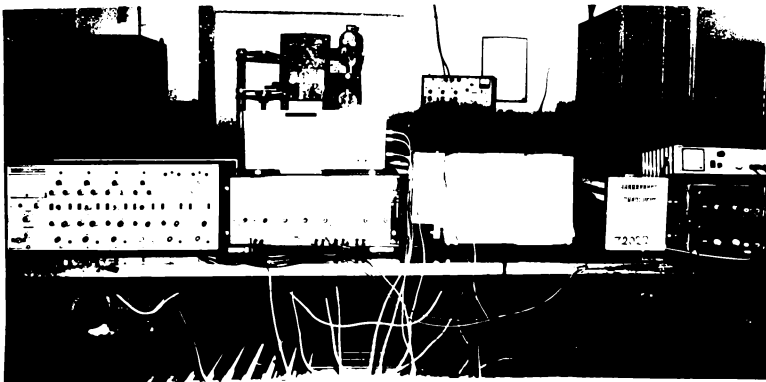
Cercetările întreprinse de către firmele producătoare, s-au axat pe definirea funcției reologice de stare, doar pentru cazul particular al solicitărilor statice monoaxiale



d.



b.



c.

Fig. 4.14.

$$R [\bar{G}(t); \varepsilon(t)] = 0 \quad (4.2)$$

Utilizarea constantelor fizico-mecanice determinate în aceste condiții în studiul fenomenului transmisiei de putere, cât și extrapolarea unor date experimentale proprii elastomerilor sau polimerilor în cazul unor structuri neomogene de curea, pot conduce la rezultate neconforme cu realitatea, la confuzii în evaluarea sau explicarea comportamentului elastic sau a procesului de amortizare.

Procesele tribologice proprii transmisțiilor prin curea prezintă particularități atât sub aspectul deosebirii de existență cât și sub acel al metodelor de analiză.

Opiniile exprimate de diverși cercetători, pe lângă faptul că acceptă un timp foarte lung de valori pentru coeficientul de frecare $\mu \in [0,35; 0,9]$, nu oferă date suficiente în ceea ce privește dependența acestuia de natura perechii de materiale aflate în mișcare relativă, de parametri funcționali, de geometria și microrelicul suprafețelor active ale roților.

Pe lângă cele menționate în § 1.2, acestea constituie motivele pentru care s-a considerat util studiul elementului intermediar.

4.2.1. Instalații pentru studiul reologiei curelelor late multistrat

Investigarea complexă 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

$$\bar{G}_t = \bar{G}_t(\varepsilon_t) \cup \bar{G}_i = \bar{G}_i(\varepsilon_i) \quad (4.3)$$

și implicit modulul de elasticitate la tracțiune E_t și la încovoiere E_i , presupune încercări din care să se poată concluziona asupra variației în timp a caracteristicii tensiune-deformație

$$\bar{G}_t = \bar{G}_t[\varepsilon_t(t)] \quad (4.4)$$

Acestea permit stabilirea valorii modulului de elasticitate dinamic

$$E_d = E_d(\bar{G}_t) \quad (4.5)$$

și a coeficientului de pierdere prin vibrații dinamice.

În acest sens s-a conceput și s-a realizat o instalație prin intermediul căreia se pot efectua, cu modificări minime, un ansamblu de încercări de întindere monoaxială cu viteze reduse de încălzire, respectiv variabilă în timp. Dispozitivul este prezentat în figura 4.15 (ansamblu general - 4.15 a; detaliu la scară mărită - 4.15 b).

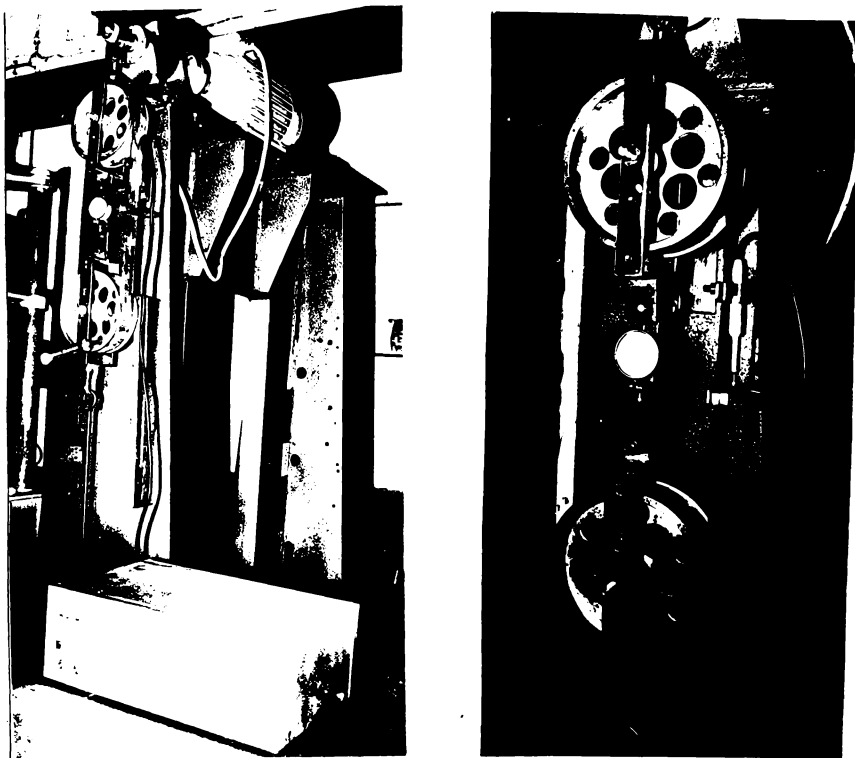


Fig.4.15

Cureaua, înfășurată peste roțile de curea, este încălzită direct cu greutate etalonate în vederea colizării componentei statice a efortului inițial. Deformația curelei poate fi măsurată cu ajutorul unui comparator electronic, fixat pe curea prin cleme și, în același timp, prin intermediul unui comparator clasic.

Pentru înregistrarea dependenței (4.4) se pot utiliza două lanțuri electronice, unul pentru punerea în evidență a deformațiilor instantanee (înregistrator lent), iar cel de al doilea pentru înregistrarea fenomenelor cu desfășurare în timp (înregistrator rapid).

4.2.1. Instalația pentru determinarea coeficientului de frecare cinetic

Eforturile din cazurile elementului intermediar satisfac relația

$$T_1^* = T_2^* \exp(\mu \beta_{al}), \quad (4.6)$$

dedusă din studiul mișcării uniforme de rotație, în câmp gravitațional al firului real, tensionat la extremități.

Analiza capacității de tracțiune, a mandamentului mecanic, a durabilității și în ultimă instanță pentru definirea integrală a funcționării transmisiei prin curea este necesar să se stabilească eficiența contactului forțat roată-element flexibil, caracterizată prin produsul $(\mu \beta_{al})$.

Deoarece termenul β_{al} variază în timpul funcționării transmisiei prin curea în limite relativ largi

$$\forall M_t \in [0; M_{tmax}] \exists \beta_{al} \in [0; \beta_1], \quad (4.7)$$

valoarea momentană a acestuia fiind dependentă numai de momentul de torsiune transmis, coeficientul de frecare μ poate fi determinat cu ușurință.

Cunoașterea valorilor acestui parametru este cu atât mai importantă cu cât în condițiile unor tehnologii moderne gama materialelor utilizate la confecționarea curelelor legate multistrat devine din ce în ce mai largă, iar extrapolarea unor date obținute pentru un material poate conduce la erori în cazul utilizării lor în condiții străine de cazul în speță.

Problema coeficientului de frecare la curele din piele, din materiale textile impregnate sau nu, pentru curele trapezoidale clasice, înguste sau late a constituit obiectul unor numeroase studii experimentale.

Printre acestea pot fi citate cele ale lui H. Nowski [N.1] și E.C.W. Bay [B.2], care, cu posibilitățile timpului, au stabilit experimental valori pentru coeficientul de frecare la transmisii prin curele.

Mai târziu K.H. Bussmann [B.3], G. Kiemann [K.3] și B.A. Pronin [P.4], constată caracterul ușor al contactului alunecător curea-roată, admitând invariabilitatea coeficientului de frecare.

R. Schutsch [S.3] și M.V. Tepliser [T.4] cercetează experimental fenomenul frecării la curele din piele și țesături cauciucate, stabilind dependența coeficientului de frecare de viteza de alunecare.

V.S. Poliakov [P.5], K.Kholoff și A. Shtek [R.3], precum și E.M. Gutiar [G.8], ajung la dependențe analoage în privința coeficientului de frecare.

Influența presiunii de contact asupra mărimii coeficientului de frecare este semnalată de D.I. Rogotov [R.9], iar Kähler și Rognitz [K.7] amplifică influența acestui parametru.

Cercetări teoretice și experimentale laborioase întreprind I.V. Kvaghelski și E.A. Vinogradova [K.8], care stabilesc pentru coeficientul de frecare dependențele :

$$\mu(p) = a_1 p^{-k} + b_1 \sqrt{p} \quad \mu(v_{al}) = (a_2 + b_2 v_{al}) \exp(\mu v_{al}) + d,$$

în care valorile constantelor sînt dependente de natura perechii de materiale aflate în mișcare relativă, geometria suprafețelor în contact și parametri funcționali și climatici.

Contribuții substanțiale aduc pentru curelele trapezoidale clasice și înguste, respectiv pentru cele trapezoidale late de variator, N.S. Gheorghiu [G.7 ; G.9] și F. Peimer [F.4].

Din datele citate de literatură de specialitate nu pot fi însă reținute pentru curelele de construcție modernă decât eventual cele stabilite pentru piele și acrobat numai în legătură cu soluția Extremultus-Sieglingriemen, la care stratul de aderență este realizat din piele tăbăcită cu azot.

Însăși firmele producătoare, printre care se citează în afara celei menționate anterior, Hubsch - Elveția, Pirelli - Italia, Chromamid - R.D.G., Chavand - Franța ș.e., recomandă pentru coeficientul de frecare valori $\mu \in [0,35; 0,9]$, trecînd cu vederea factorii ce influențează evoluția fenomenului frecării uscate și utilizarea altor materiale decât oțelul pentru confecționarea roților de curea.

Toate aceste aspecte impun stabilirea unor date certe asupra coeficientului de frecare pentru clasele de materiale utilizate în construcția curelelor multistrat, date necesare atât pentru studiul fenomenului transmiterii de putere cît și pentru proiectarea transmisiei prin curea.

În vederea realizării acestui cercetare s-a luat în considerare soluția "modelării statice" a funcționării transmisiei prin curea, principiu imaginat de E. Skutumpah și utilizat ulterior de numeroși cercetători.

Conform schemei principale din figura 4.16 un segment imobil din curea (1) este înfășurat pe un arghi $\beta = \pi$ rad pe coa-

ta (2) cu diametrul $D = 125$ mm și lățimea $L = 40$ mm. Extremită-

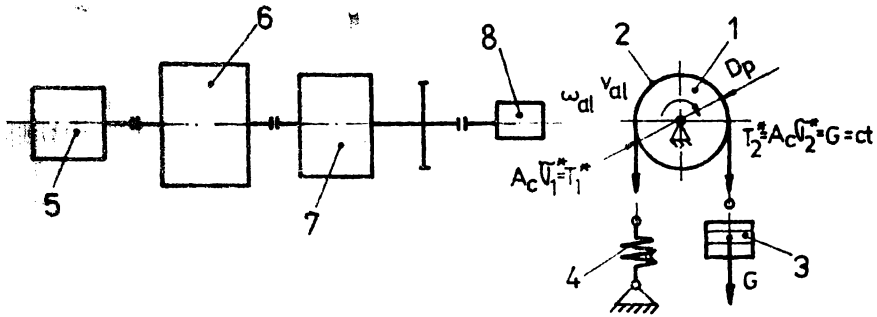


Fig.4.16

țile epruvetei sînt fixate articulat la un dinamometru (4), respectiv la un bloc cu greutateți (3). Roata de curea are viteza unghiulară continuu reglabilă $\omega_{al} = \text{var}$, măsurată cu tahocronometrul (8). Antrenarea roții se realizează de grupul motor (5), variator mecanic cu lanț (6) și reductorul mecanic (7), caracterizat prin $i = 69$.

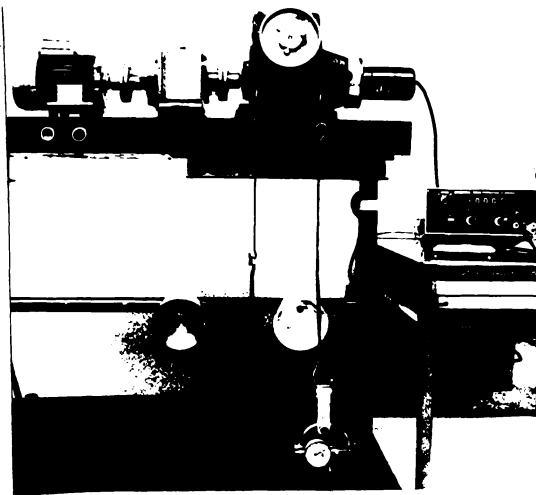


Fig.4.17

Instalația pentru măsurarea valorii coeficientului de frecare echipată corespunzător este prezentată în figura 4.17.

5. REZULTATE EXPERIMENTALE

Cercetarea experimentală a fenomenului transmiterii de putere la transmisia prin curea tensionată automat a urmărit următoarele obiective :

1. Definirea experimentală a comportamentului reologic pentru cele mai reprezentative tipuri de curele late, de structură modernă, în vederea determinării funcției reologice de stare.

2. Stabilirea experimentală a coeficientului cinetic de frecare pentru curelele late utilizate actualmente în construcția transmisiilor mecanice.

3. Verificarea experimentală a concluziilor teoretice la care s-a ajuns cu privire la particularitățile constructive și funcționale ale sistemelor de tensionare cu acțiune automată, care echipează transmisia prin curea.

În cele ce urmează sînt prezentate rezultatele încercărilor, cît și concluziile ce se desprind în urma prelucrării și interpretării acestor rezultate.

5.1. Cu privire la comportamentul reologic al curelelor late, cu structură modernă.

Programul experimental pentru definirea sub aspect reologic a curelelor late, cu structură modernă, a cuprins încercarea a trei variante de curele și anume : două în construcție multistrat, avînd ca element de aderență pielea (soluția Extremultus), respectiv țesătura din fibre sintetice (de proveniență RDG) și una din folie omogenă din elastomer (soluția Pirelli).

Dimensiunile caracteristice ale curelelor încercate sînt prezentate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Soluția constructivă de curea	Grosimea stratului de rezistență h [mm]	Lățimea curelei b [mm]	Aria secțiunii transversale prin stratul de rezistență A_c [mm ²]	Lungimea ramurii libere l [mm]	Lungimea curelei L [mm]
Pirelli	1,1	40	44	75,522	620
Extremultus	0,5	40	20	667,522	1800
R.D.G.	1,3	36	46,8	67,522	600

Pentru determinarea caracteristicii statice "sarcină-deformație" curelele menționate au fost montate în instalația experimentală descrisă în § 4.2.1 și încărcate gravimetric, progresiv, cu greutăți etalonate în limitele $m \in [0 ; 20]$ kg, în trepte de 2,5 kg.

Înainte de începerea măsurătorilor propriu-zise, s-a procedat la etalonarea traductorului inductiv de deplasare (microlimit) pentru aceasta rezultând o caracteristică liniară, obținută prin deplasarea spotului luminos la înregistrator cu 12 mm pentru fiecare mm deplasare a tijei.

Inițial s-au aplicat 10...15 cicluri complete de încărcare-descărcare, pentru stabilizarea comportamentului. Procedând astfel, dependența menționată a devenit reproductibilă, cu abateri extrem de reduse. În urma reprezentării grafice au rezultat diagramele tensiune-deformație reprezentate în figura 5.1.

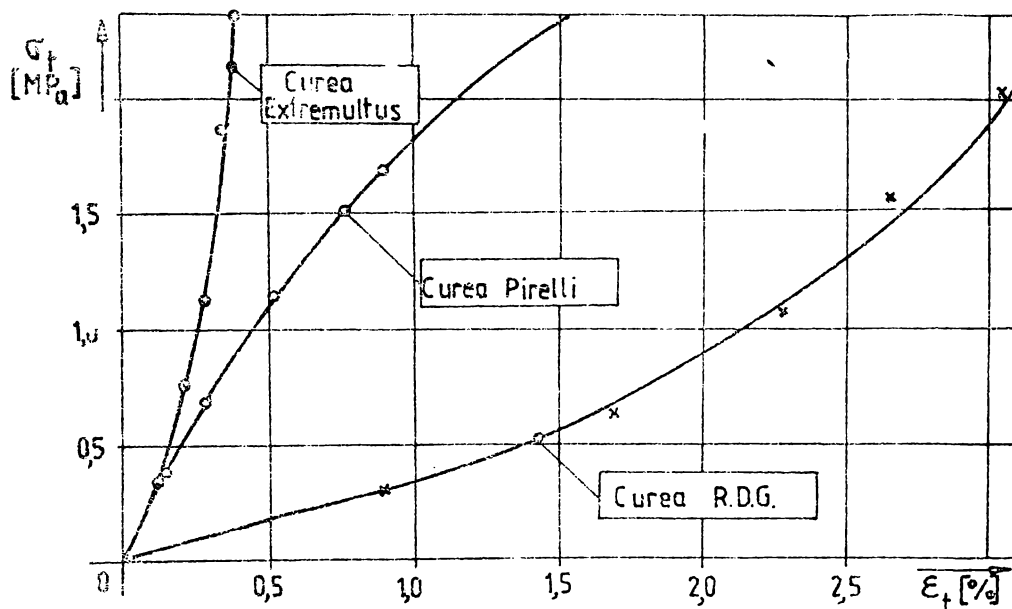


Fig.5.1

Din analiza figurii 5.1 se desprind concluziile :

Dependențele tensiune-deformație sînt în general parabolice de forma $\sigma_t = (A \pm B \epsilon_t) \epsilon_t$, materialul din care sînt confecționate curelele comportîndu-se elastic, dar nerespectînd legea lui Hooke.

Se remarcă asemănarea ce există între curelele în structură multistrat, cu stratul de rezistență din folie (soluția Extremultus, respectiv R.D.G.), spre deosebire de curelele din folie omogenă din elastomer (soluția Pirelli).

Pentru curelele încercate s-a procedat la calculul modulului static de elasticitate, a cărui dependență de starea de tensiune din curea este prezentată în figura 5.2.

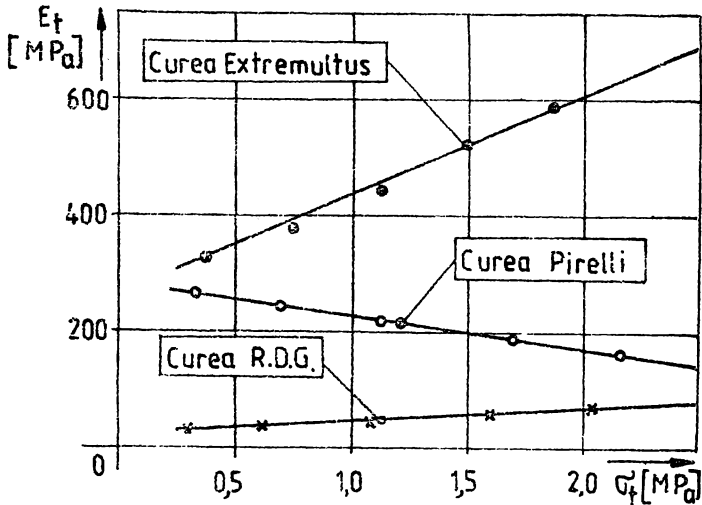


Fig.5.2

Valorile modulului de elasticitate la întindere variază practic liniar cu starea de tensiune, respectiv cu lungirea relativă pe tot domeniul în care au avut loc încercările. Dependența modul elasticitate-alungire relativă este de forma :

$$E_t = \frac{\sigma_t}{\epsilon_t} = A \pm B \epsilon_t = a \pm b \sigma_t$$

Valorile efective ale modulului de elasticitate la tracțiune rezultate în urma încercărilor, se încadrează în recomandările literaturii de specialitate. Pentru cele trei curele încercate s-au obținut :

- soluția Extremultus : $E_t = (333,7...666,1)$ MPa, pentru $\sigma_t = (0,375...2,375)$ MPa ;
- soluția Pirelli : $E_t = (273,8...162,1)$ MPa, pentru $\sigma_t = (0,34...2,16)$ MPa ;
- cureaua R.D.G. : $E_t = (35,8...66,8)$ MPa, pentru $\sigma_t = (0,32...2,05)$ MPa.

Se remarcă comportamentul relativ necorespunzător al soluției multistrat, cu stratul de aderență din țesătură din fibre sintetice care în timpul funcționării prezintă alungiri absolute ridicate în comparație cu celelalte structuri de curea.

Testele de relaxare pentru toate cele trei eșantioane, pe o durată de cca 72 ore au dovedit că structurile moderne de curea au un comportament reologic de tip Poynting-Thomson.

5.2. Cu privire la coeficientul cinetic de frecare pentru curelele late multistrat.

Teoria molecularo-mecanică a frecării, particularizată la cupla tribologică curea lată/roată, precizează factorii care influențează evoluția fenomenului :

- natura materialelor elementelor în mișcare relativă ;
- macro și microgeometria suprafețelor în contact ;
- condițiile funcționale caracterizate prin presiunea de contact, viteza de alunecare și temperatura locală.

În consecință, în cadrul experimentului privind coeficientul cinetic de frecare, au fost încercate trei structuri de curea lată și anume : curea Pirelli, realizată integral din material plastic, curea Extremultus 1A, în structură multistrat, având stratul de aderență din piele (gpalt), tăbăcită cu crom și curea multistrat de proveniență RDG, cu stratul de aderență din țesătură din material plastic. Luarea în considerare a acestor profile a avut în vedere faptul că ele echipau mașinile de rectificat interior RI 80, fabricate la I.M.Cugir, întreprindere la a cărei solicitare s-a amorsat prezenta cercetare.

Toate curelele utilizate au avut lățimea de 40 mm.

Roțile de curea au fost confecționate în trei variante de material : OL50, Fc200 și AATSi20, având diametrul exterior $D = 125$ mm și lățimea $b = 40$ mm. Suprafața activă a roților a avut rugozitatea în limitele $R_a \in [0,8 ; 1,6] \mu\text{m}$ și a fost degresată înaintea fiecărei încercări, pentru a se evita influențarea rezultatelor de către posibila factori poluanți.

S-a acceptat utilizarea numai a roților de curea metalice deoarece pentru acestea condițiile de transmitere a căldurii sînt mai favorabile. Folosirea unor eșantioane confecționate din material plastic ar fi necesitat viteze foarte mari de înregistrare a rezultatelor, fapt ce ar fi introdus un factor de incertitudine al valorilor obținute la încercări.

Pe de altă parte, soluțiile consacrate de transmisii prin curea în construcția de mașini, nu utilizează material plastic.

În cadrul experimentului, la fiecare combinație parametrii predominanți au fost următorii :

- presiunea de contact, variată în trepte discrete, între limitele $p \in [6 \cdot 10^3 ; 2,6 \cdot 10^4]$ Pa ;
- viteza de alunecare, variată continuu, între valorile $v_{al} \in [0,58 ; 1,74]$ m/s

- temperatura s-a menținut aproximativ constantă la valoarea $T = 40...50^{\circ}\text{C}$.

Curelele au fost montate pe roțile de curea, ramura trasă fiind încărcată gravitațional, prin greutateți etalonate (v. fig. 4.17), iar pe ramura trăgătoare a fost dispus dinamometrul inelar, etalonat în prealabil, având, în domeniul în care s-au făcut măsurătorile, caracteristica liniară.

Pentru fiecare treaptă de presiune și viteză de alunecare s-au efectuat câte zece măsurători, la intervale de timp care să permită menținerea temperaturii în limitele amintite. În urma prelucrării rezultatelor se pot desprinde următoarele concluzii :

1. Presiunea de contact are o influență sensibilă asupra valorii coeficientului de frecare, după cum rezultă din figurile 5.3...5.5.

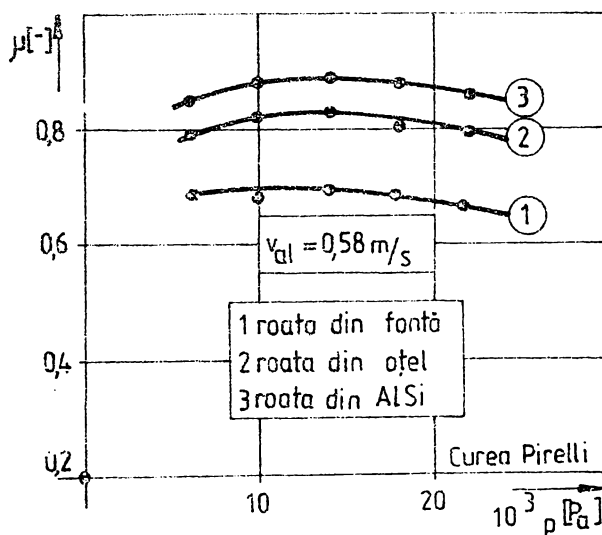


Fig. 5.3

2. Valoarea coeficientului cinetic de frecare este influențată și de către viteza de alunecare dintre curea și roata de curea și anume crește cu creșterea vitezei de alunecare (fig. 5.4), păstrându-și aproximativ alura funcție de presiunea de contact.

3. Valorile cele mai mari ale coeficientului de frecare se înregistrează pentru cureaua realizată integral din material plastic (Pirelli) și anume $\mu = 0,85...0,93$ (fig. 5.5), pentru roata din oțel. Pentru cureaua cu strat de aderență din piele se obțin valori des-

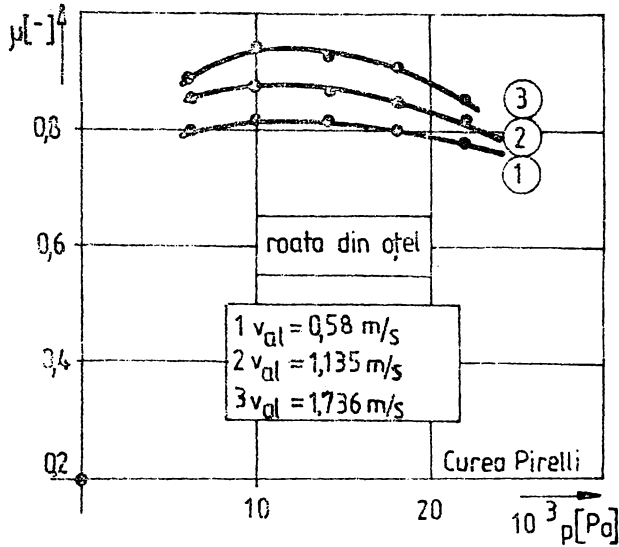


Fig.5.4

tul de însemnate ale coeficientului de frecare, mai mari decât cele menționate în literatura de specialitate, $\mu = 0,76 \dots 0,87$, descrescând cu presiunea de contact. Cele mai mici valori ale coeficientului de frecare s-au obținut pentru cureaua cu strat de aderență

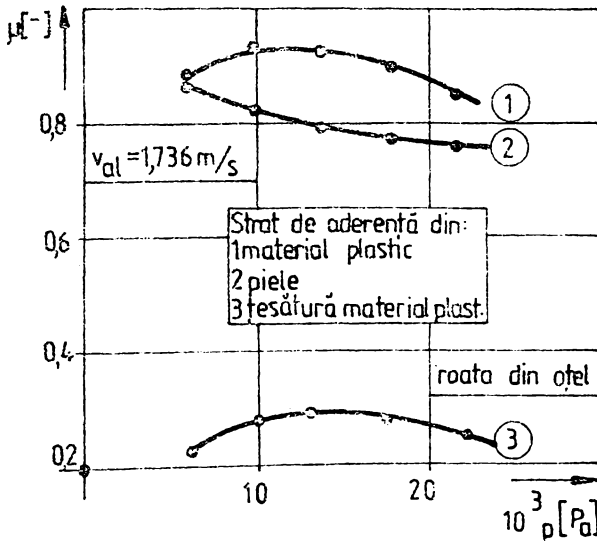
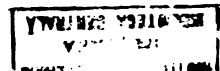


Fig.5.5

din țesătură din material plastic : $\mu = 0,22 \dots 0,29$. Se menționează că pentru această curea valoarea coeficientului de frecare este



practic independentă de materialul roții de curea.

4. În privința materialului roților de curea, se remarcă obținerea unor valori maxime ale coeficientului de frecare pentru AATSi20 (fig.5.3), urmînd în ordine descrescătoare, roata din OL50 și roata din Fc200.

De asemenea, este de remarcat apariția unui proces de gripare a curelei pe roata din AATSi20, la încercările care s-au făcut cu viteze de alunecare spre limita superioară.

5. Prin natura instalației, încercările s-au efectuat în alunecare totală. În consecință, pentru cazurile reale, coeficientul de frecare se recomandă a se lua 0,85...0,90 din valoarea obținută în alunecare totală, fapt confirmat și de recomandările literaturii de specialitate.

Este de menționat faptul că în cele de mai sus au fost prezentate numai cele mai reprezentative dependențe rezultate din cercetarea experimentală. Totalitatea valorilor medii obținute la determinarea coeficientului de frecare sînt prezentate în anexa 2.

5.3. Cu privire la fenomenul transmiterii de putere

5.3.1. Etalonarea instalației experimentale

Exploatarea integrală a multiplilor posibilități pe care le oferă instalația experimentală complexă pentru investigarea fenomenului transmiterii de putere la transmisiile prin curea, presupune în primul rînd etalonarea dispozitivelor de măsurare a mărimilor ce caracterizează funcționarea transmisiei.

Așa cum s-a arătat în capitolul precedent, cercetarea experimentală a aspectului menționat a urmărit măsurarea simultană a șase parametri și anume :

- viteza unghiulară la arborii motorului și frînei ($\omega_{1,2}$) ;
- momentul de torsiune la aceiași arbori ($M_{t1,2}$) ;
- unghiul de rotire a sistemului de tensionare a transmisiei (ψ_1 - pentru STA cu motor articulat excentric, respectiv STA cu roți planetare și $\Delta\psi$ - pentru STA cu role antagoniste) ;
- reacțiunea pe arborele de ieșire al transmisiei prin curea (T_a).

Măsurarea vitezelor unghiulare s-a făcut direct prin intermediul a două tahogeneratoare tip AMCO - Radioenergie, cuplate la cîte un multimetru digital E-0302. Întrucît se cunoaște caracteristi-

ca tahogeneratoarelor ($k = 0,06 \text{ V/rot/min}$, cu liniaritate garantată în domeniul $0 \dots 600 \text{ rad/s}$), nu a fost necesară etalonarea acestui lanț de măsurare, ci numai calibrarea sa.

Măsurarea momentului de torșiune motor s-a efectuat prin intermediul unui cuplaj torsionometric Phillips PR 9830, cuplat simultan

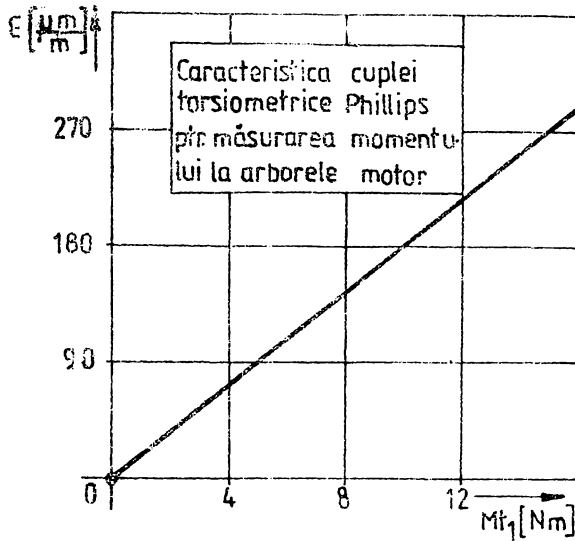


Fig. 5.6

la puntea tensometrică N-2302 și la înregistratorul rapid RFA-8LS.

Etalonarea cuplei torsionometrice s-a făcut static, prin metoda gravitațională, rezultând caracteristica perfect liniară prezentată în figura 5.6. În ordonata caracteristicii a fost înscrisă deplasarea ϵ [$\frac{\mu m}{m}$] a spotului înregistratorului.

Momentul de torșiune la arborele condus a fost realizat prin frâna

cu curenți de inducție a cărei construcție și etalonare au fost prezentate anterior. În urma etalonării a rezultat caracteristica din figura 5.7.

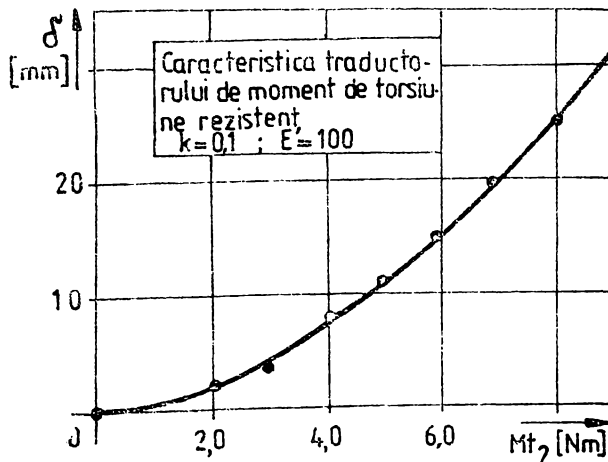


Fig. 5.7

Dispozitivul de măsurare a unghiului de rotire al sistemelor de tensionare a fost etalonat așa cum rezultă din § 4.1. Dispozitivul fiind utilizat pentru cercetarea tuturor sistemelor de tensionare, măsurându-se rotirea pe diverse diametre, a fost necesară traducerea rotirii potențiometrului în rotiri pentru fiecare sistem de tensionare în parte. De asemenea alimentarea dispozitivului s-a făcut în două alternative : cu tensiunea de 1V, respectiv 19V, tensiunea de alimentare provenind de la o sursă stabilizată STS 2005.

Prelevarea semnalelor și înregistrarea lor pe hîrtie fotosensibilă s-a făcut pentru unghiuri variind din cinci în cinci grade, în limitele $\alpha \in [0^\circ ; 30^\circ]$.

În figura 5.8 este prezentată caracteristica dispozitivului în condițiile enunțate mai sus.

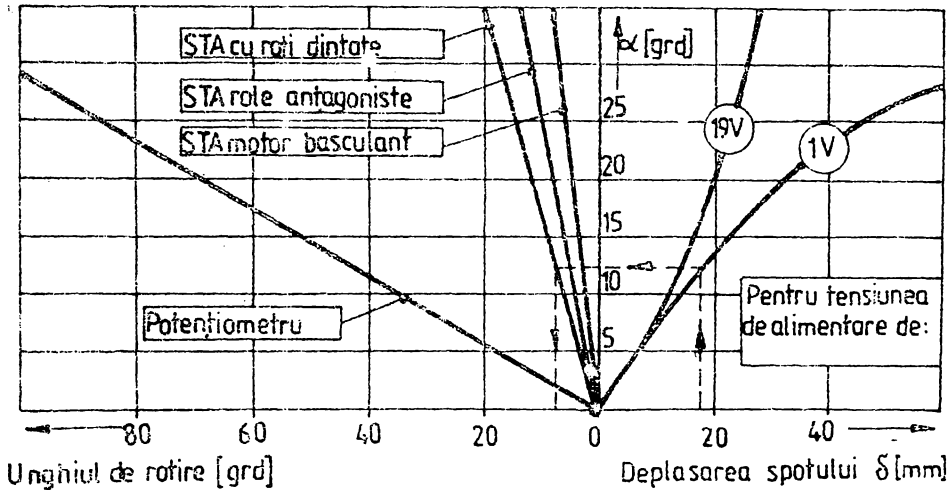


Fig.5.8

Traductorul pentru măsurarea reacțiunii pe arborele condus al transmisiei prin curea a fost etalonat în condițiile prezentate anterior, rezultând caracteristica din figura 5.9.

Legătura elastică introdusă de dispozitivul de măsurare a reacțiunii pe arbore a atras după sine apariția unor perturbații în funcționarea transmisiei prin curea. Ca urmare, în timpul încercărilor, legătura respectivă a fost blocată, exploatând integral celelalte posibilități oferite de instalația experimentală. Acest lucru nu a împiedicat asupra calității experimentului întrucât reacțiunea pe arbore poate rezulta ca mărime derivată, determinată pe cale analitică din celelalte date prelevate experimental.

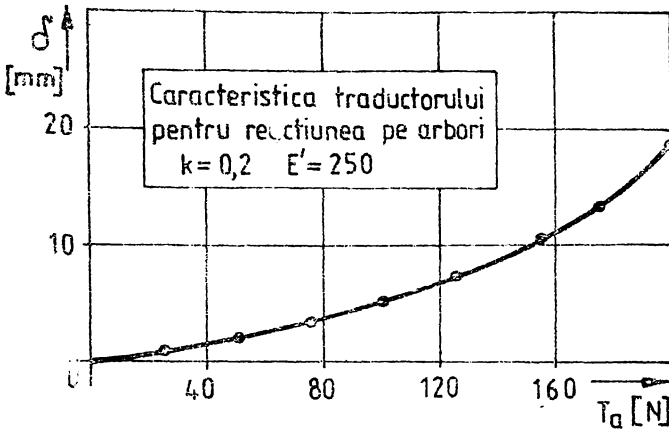


Fig.5.9

Rezultatele concrete ale etalonării (valori medii) sînt prezentate în anexa 1.

5.3.2. Incercările pe simulatorul universal

Programul experimental a inclus cercetarea fenomenului transmisiei de putere pentru transmisia prin curea prevăzută cu toate sistemele de tensionare automată cunoscute.

Parametrii experimentali au fost variați după cum urmează :

- viteza unghiulară la arborele motorului a fost variată continuu între limitele $\omega_1 \in [96 ; 121]$ rad/s ;
- momentul de torsiune a fost reglat în trepte, între limitele $M_{t1} \in [0 ; 4,2]$ Nm. Limita superioară a fost impusă de posibilitățile oferite de frîna cu curenți de inducție. Pentru sistemul de tensionare cu motor basculant avînd în vedere particularitățile constructive ale acestuia, acționarea s-a făcut prin motor asincron avînd puterea nominală $P = 0,9$ kW și viteza unghiulară de sincronism $\omega_s = 150$ rad/s (după cum rezultă din figura din anexă) ;
- excentricitatea pentru sistemul de tensionare menționat anterior a fost variată în trepte discrete între limitele $R_e \in [0 ; 23,7]$ mm, limite impuse de construcția dispozitivului.

Pentru fiecare punct de funcționare au fost realizate cîte cinci măsurători distincte, rezultînd 375 puncte de măsurare. În urma prelucrării acestor măsurători și a interpretării lor s-au desprins concluziile ce se prezintă în cele ce urmează :

Pentru sistemul de tensionare cu motor basculant programul experimental a prevăzut încercări la cinci valori distincte ale excentricității motorului și anume $R_e \in \{7,2 ; 10 ; 15 ; 20 ; 23,75\}$

mm. Pentru fiecare din aceste valori ale excentricității instalația a fost astfel reglată încât să transmită câte cinci valori ale momentului de torsiune.

Valoarea dorită a momentului de torsiune vehiculat de către transmisia prin curea a fost impusă prin intermediul blocului de alimentare electrică a frânei cu curenți de inducție și anume prin varierea tensiunii de alimentare a acesteia în trepte discrete de câte 5V, între limitele $U_a \in [0 ; 25]$ V, măsurate cu instrumente universale MAVO 35.

După fiecare reglaj al instalației s-au citit simultan valorile vitezelor unghiulare la arborii transmisiei (ω_1 și ω_2) la multimetrele digitale E-0302 cuplate electric la tahogeneratoarele dispuse pe cei doi arbori. De asemenea, au fost înregistrate semnalele traductoarelor de moment de torsiune la arborele condus, respectiv de măsurare a unghiului de rotire al STA. Lanțul electronic de înregistrare a fost format din traductoarele respective, puntea tensiometrică N-2302 (cu șase canale), cutia de comutație RFT-BMVG-101 și înregistratorul rapid RFT-8LS-1.

Rezultatele prelevate, așa cum s-a arătat mai sus, au fost prelucrate materializându-se prin valorile din coloanele 1, 2, 3, 5 și 7 ale anexe 3. În anexa menționată sînt prezentate și valorile parametrilor ce caracterizează procesul de transfer energetic la transmisiile prin curca prevăzute cu STA, obținute prin prelucrarea rezultatelor primare cu ajutorul relațiilor corespunzătoare înscrise în § 2.3.1. Pe baza celor de mai sus, s-a procedat la reprezentarea grafică, rezultînd dependențele din figurile 5.10...5.14.

Analiza acestor dependențe conduce la concluzia globală că totalitatea ipotezelor teoretice cu privire la construcția și funcționarea STA cu motor basculant, ipoteze menționate în capitolul 2, se confirmă. Analiza detaliată permite să se constate că, așa cum rezultă din figura 5.10, forța tangențială, deci și momentul de torsiune transmis, crește mai rapid pentru excentricități reduse, însoțită însă de o creștere corespunzătoare a alunecării elastice (φ_e - fig. 5.13).

Variația efortului inițial convențional T_0^{sc} (fig. 5.11), cît și eforturile active din ramurile curelei (fig. 5.12) sînt identice ca alură cu dependențele stabilite pe cale teoretică [G.4 ; G.5 ; G.6].

Se menționează că în figura 5.12 au fost trasate dependențele $T_{1,2}^{\text{sc}} = f(R_e, F_t)$ numai pentru valorile extreme ale excentricității în dorința de a nu supraîncărca figura. Pentru celelalte valori ale excentricității dependențele menționate își păstrează alura liniar

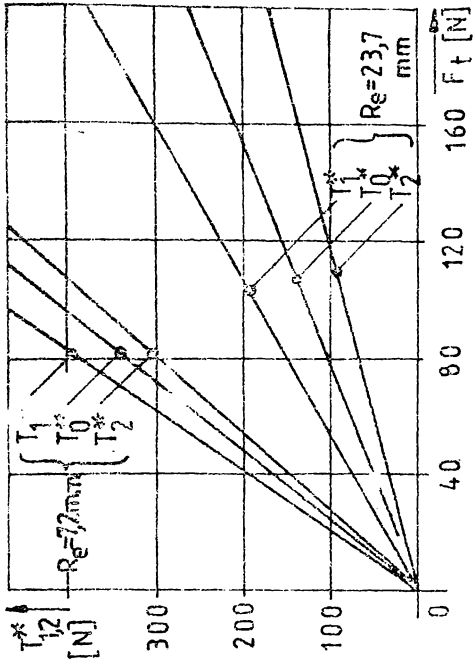


Fig. 5.11

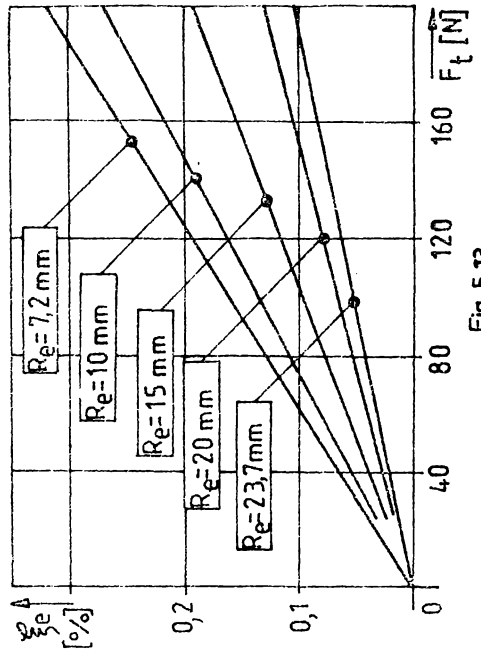


Fig. 5.13

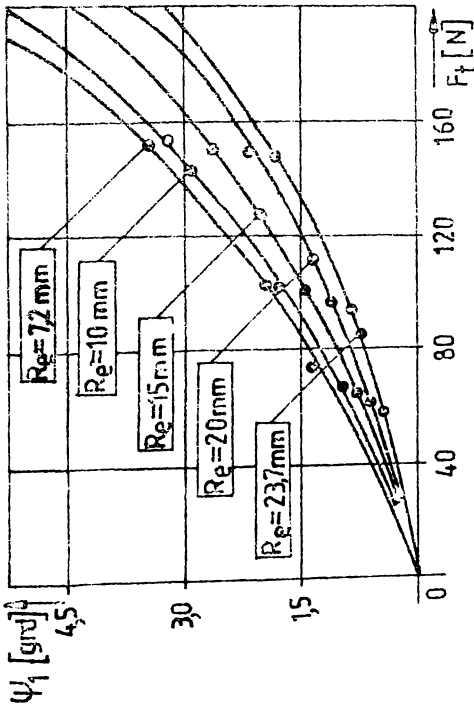


Fig. 5.10

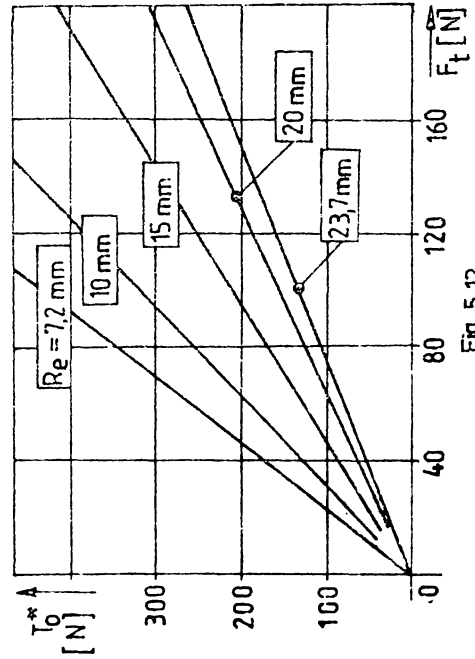


Fig. 5.12

creșcătoare, avînd însă coeficientul unghiular cuprins între valorile extreme reprezentate în figură.

În ceea ce privește utilizarea STA cu motor basculant, se menționează că excentricitățile mai mari solicită mai puțin cureaua, la transmiterea aceleiași forțe tangențiale, întrucît realizează coeficienți de tracțiune φ mai mari, dar au o viteză de reacție mai redusă, deci un statism mai mare. În consecință, pentru astfel de excentricități fazele de funcționare în regim tranzitoriu se prelungesc.

Dezavantajul esențial al acestor excentricități mai mari constă în posibilitatea distrugerii curelei la apariția accidentală a unor suprasarcini, fenomen ce poate fi împiedicat prin includerea în lanțul cinematic a unui element de siguranță plasat corespunzător.

Devine deci evident faptul că transmisia prin curea tensionată automat pierde unul din avantajele esențiale ale tuturor transmisiilor prin forță și anume avantajul relativei siguranțe a funcționării.

Acceptarea unor excentricități mai mici la STA cu motor basculant asigură intrarea mai rapidă în funcțiune a STA, însă conduce la realizarea unor valori mai reduse a coeficientului de tracțiune (fig.5.14).

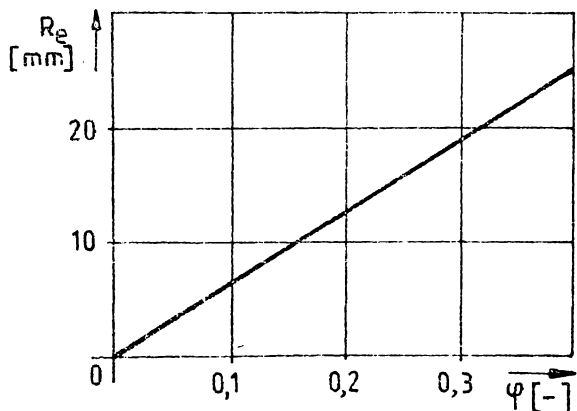


Fig.5.14

De altfel și din punct de vedere constructiv, excentricitatea mai mică a motorului basculant este mai favorabilă, deoarece conduce la gabarite reduse ale STA și implicit ale transmisiei prin curea.

Se menționează că indiferent de valoarea excentricității, pen-

tru orice valoare a încărcării absolute sau relative, coeficientul de tracțiune se menține practic constant.

Programul experimental pentru studiul transmisiei prin curea prevăzută cu STA cu roți dințate planetare a prevăzut încercarea mai multor variante ale raportului de transmitere, spre a se valida concluziile desprinse din analiza teoretică a acestor sisteme. Astfel au fost încercate perechile de roți al căror raport de transmitere avea valorile $i_{rd} \in \{0,577 ; 1,0 ; 1,73\}$, fără a modifica distanța între axe, a cărei valoare s-a menținut $a_w = 71$ mm. Pe această cale excentricitatea relativă a variat după cum urmează $R_r \in \{3,3317 ; 4,2253 ; 5,7676\}$.

Transmisia prin curea prevăzută cu STA s-a caracterizat prin:

- diametrul roții motoare de curea : $d_1 = 150$ mm ;
- raportul propriu de transmitere : $i = 2,0$;
- distanța între axe : $a = 541,375$ mm.

Pentru fiecare din valorile raportului de transmitere menționat s-au efectuat cîte cinci seturi de încercări, urmărindu-se obținerea a cinci trepte de moment de torsiune transmis $M_{t1} \in \{0,59 ; 1,41 ; 2,23 ; 3,41 ; 4,47\}$ Nm, la cinci valori distincte ale vitezei unghiulare a arborelui motor $\omega_1 \in \{91 ; 105 ; 114 ; 121 ; 130\}$ rad/s. Pentru fiecare combinație de valori distincte s-a procedat la înregistrarea unghiului de rotire al STA, momentului de torsiune $M_{t1,2}$ și citirea valorilor $\omega_{1,2}$, așa cum rezultă de la precedentul grup de încercări.

Valorile medii rezultate în urma înregistrărilor sînt prezentate în anexa 4. În aceeași anexă sînt cuprinse și valorile parametrilor care caracterizează funcționarea transmisiei prin curea, obținute în urma prelucrării datelor primare stabilite prin experiment.

Pe baza celor de mai sus, s-a procedat la reprezentarea grafică a principalelor dependențe, rezultînd diagramele din figurile 5.15...5.18.

Analiza rezultatelor obținute permite să se conchidă că, în general, comportarea STA cu roți dințate planetare nu diferă de concluziile la care s-a ajuns în urma studiului teoretic efectuat la § 2.3.1.

După cum rezultă din figura 5.15, răspunsul în unghi de rotire ψ_1 al sistemului crește cu reducerea raportului de transmitere, ca urmare a creșterii excentricității relative, determinînd un timp de reacție mai lung. Cu alte cuvinte, odată cu reducerea raportului de

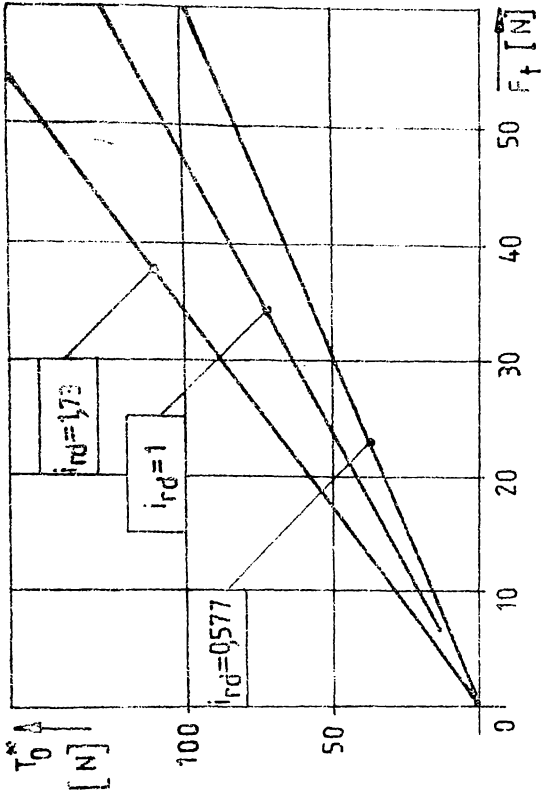


Fig. 5.16

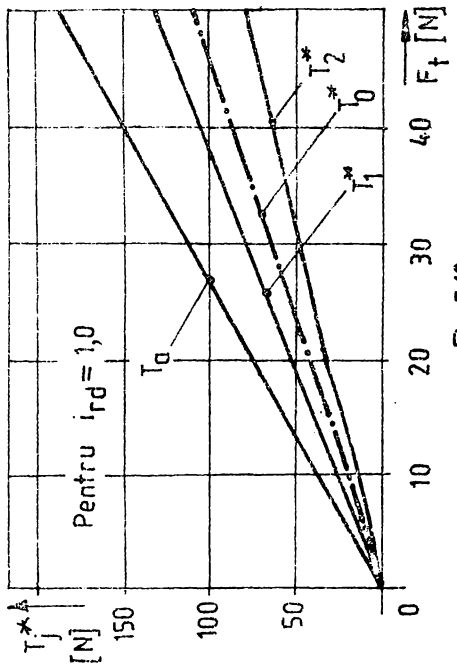


Fig. 5.18

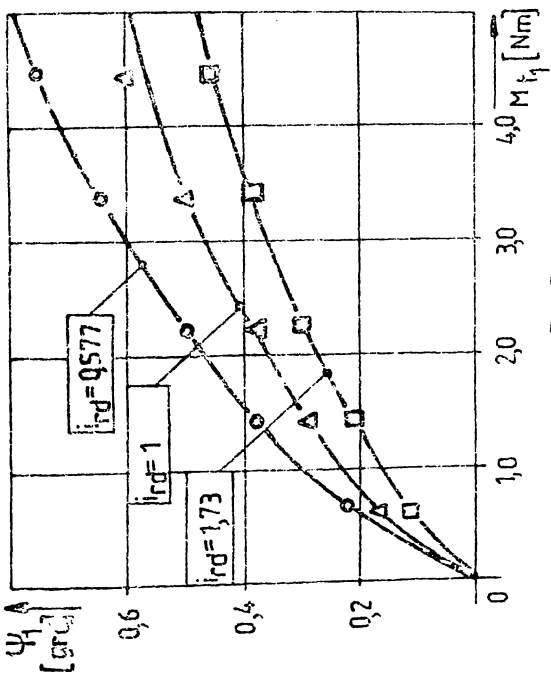


Fig. 5.15

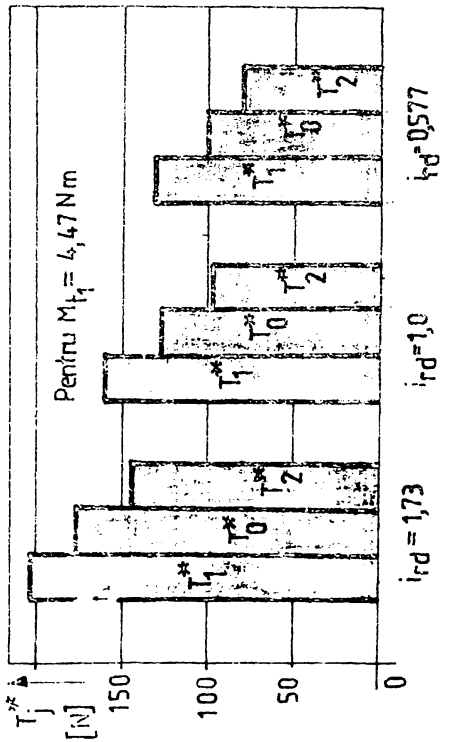


Fig. 5.17

transmitere durata regimurilor tranzitorii se mărește.

Pe de altă parte, utilizarea unor rapoarte de transmitere multiplicatoare are ca efect diminuarea raportului total de transmitere a ansamblului, fapt ce ar pune sub semnul întrebării existența transmisiei.

Din analiza figurii 5.16 rezultă evident că STA induce în ramurile transmisiei un efort inițial convențional T_0^x mai mare, pentru aceeași forță tangențială transmisă, cu cât raportul de transmitere al roților dințate este mai mare, deci elementul intermediar este mai puternic solicitat în această situație.

Dezavantajul menționat rămîne însă minor față de carențele prezentate anterior pentru $i_{rd} < 1$, nefiind în măsură să infirme concluzia de mai sus.

Pentru a se ilustra încărcarea ramurilor transmisiei, dependența de raportul de transmitere al angrenajului planetar, în figura 5.17 se prezintă comparativ eforturile din ramurile elementului intermediar pentru valoarea $M_{t1} = 4,47 \text{ Nm}$.

În figura 5.18 sînt prezentate dependențele dintre forța tangențială transmisă și eforturile active din ramuri $T_{1,2}^x$, respectiv efortul inițial convențional T_0^x și reacțiunea pe arborii transmisiei pentru cazul $i_{rd} = 1$. Dependențe similare pot fi trasate și pentru celelalte valori ale raportului de transmitere. Se constată asemănarea alurii dependențelor menționate cu cele rezultate pe cale teoretică (v. § 2.3.1).

Din cele de mai sus este necesar să se rețină că adoptarea arbitrară a valorii raportului de transmitere i_{rd} poate comprime funcționarea transmisiei prin curea, conducînd la distrugerea elementului intermediar. Acest lucru este cu atît mai grav cu cît STA cu roți dințate planetare are un grad de complexitate ridicat, necesitînd investiții materiale însemnate.

Pentru proiectare se recomandă adoptarea unui raport de transmitere $i_{rd} > 1$, în concordanță cu parametrii cinematici, cinetostatici și de gabarit ai transmisiei, fapt ce atrage după sine avantajele menționate mai sus, cît și o siguranță mărită a funcționării acesteia (odată cu creșterea raportului de transmitere scade coeficientul de tracțiune - v. anexa 4).

De asemenea se subliniază necesitatea echilibrării statice a STA întrucît la pornirea instalației experimentale apare o perioadă instabilă de funcționare, ce se manifestă prin pendularea sistemului de tensionare în jurul punctului de articulație.

Este de dorit și în acest caz, limitarea superioară a unghiului

de rotire al STA, cu alte cuvinte, introducerea unui element de siguranță care să limiteze superior solicitarea curelei.

Pentru încercarea STA cu role antagoniste, programul experimental a prevăzut încercarea transmisiei prin curea la momente de torsiune și viteze unghiulare variabile. Prin reglarea corespunzătoare a instalației experimentale s-au asigurat următoarele valori ale parametrilor menționați :

- momentul de torsiune la arborele motor a fost variat în trepte $M_{t1} \in \{0,235 ; 1,059 ; 1,882 ; 2,706 ; 3,529\}$ Nm ;
- viteza unghiulară a motorului a luat valorile $\omega_1 \in \{91;105; 114 ; 121 ; 130\}$ rad/s.

La fiecare din combinațiile posibile ale parametrilor de mai sus s-a procedat la înregistrarea unghiului de rotire $\Delta\psi$ al STA și momentului de torsiune M_{t1} , respectiv la citirea valorilor momentane ale vitezelor unghiulare la arborele motor și condus $\omega_{1,2}$. Pentru toate combinațiile măsurătorile s-au repetat de câte cinci ori, media valorilor înregistrate fiind prezentată în anexa 5. S-a procedat apoi la prelucrarea valorilor medii primare, în conformitate cu relațiile de la § 2.3.2, rezultatele fiind centralizate în aceeași anexă 5.

Deși, spre deosebire de STA a căror experimentare a fost prezentată anterior, în cazul de față lipsesc posibilitățile de reglare ale parametrilor geometrici ai sistemului. În consecință, pentru o soluție unică, analiza rezultatelor obținute permit desprinderea următoarelor concluzii :

Comportarea în funcționare a sistemului de tensionare concordă la ipotezele acceptate în § 2.3.2, conform cărora creșterii momentului de torsiune vehiculat de către transmisie îi corespunde o creștere a unghiului de rotire a cadrului pe care sînt fixate rolele antagoniste (fig.5.19).

Pentru valori reduse ale momentului de torsiune, în vecinătatea funcționării în gol a transmisiei prin curea, se face remarcată o zonă de instabilitate resimțită prin apariția unor oscilații, cu amplitudine redusă, în jurul poziției de echilibru. Aceste oscilații se pot datora în primă instanță distanței mari dintre axele transmisiei, impusă de utilizarea unui element intermediar existent ($L = 1800$ mm).

Din figura 5.20 se poate constata creșterea liniară a eforturilor active din ramurile transmisiei $T_{1,2}^*$, cît și a efortului inițial convențional T_0^* , cu forța tangențială vehiculată, dependentă stabilită teoretic în capitolul 2.

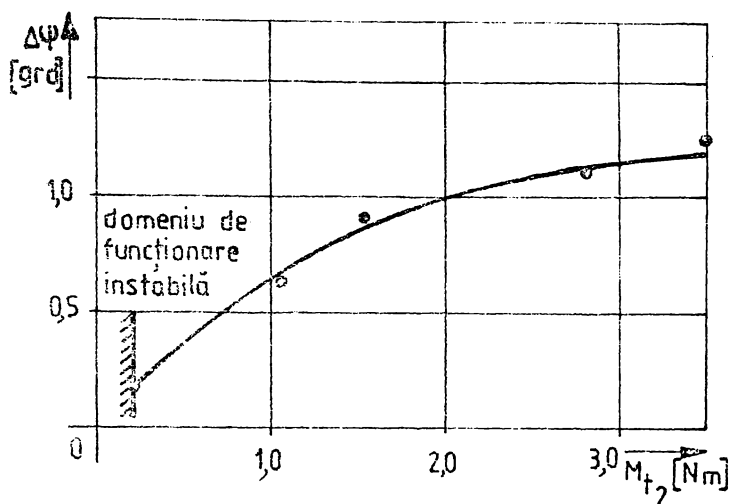


Fig.5.19

Faptul că aceste eforturi nu trec prin origine se datorește unei întinderi inițiale exagerate, realizată prin deplasarea părții conduse a transmisiei, în dorința de a diminua domeniul de instabilitate sesizat anterior. Se face deci resimțită tensionarea inițială prin creșterea distanței între axe, peste care s-a suprapus acțiunea automată a sistemului de tensionare.

Totodată echipamentul de frînare, situat pe arborele condus, introduce un cuplu rezistent la mers în gol practic invariabil cu viteza.

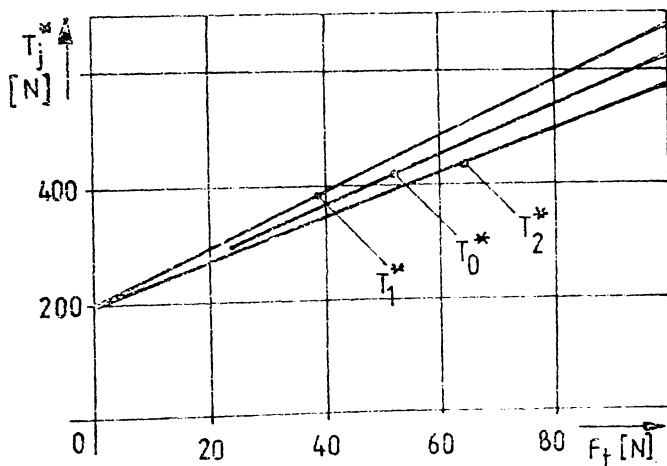


Fig.5.20

Un semn de întrebare ridică și valorile reduse ale coeficientului de tracțiune φ realizat de către SEA (v.anexa 5), consecință

a neconcordanței optimale dintre parametrii geometriei fundamentali ai STA ($\psi = 70^\circ$ și $l_{11} = l_{21} = 92$ mm), cu parametrii cinematici și cinetostatici impuși transmisiei prin instalația experimentală. Se reamintește, cu această ocazie, că două din cele trei STA încercate au fost realizate la I.M.Cugir, în urma studiului efectuat de către autor, pe bază de contract (contract I.P.Timișoara - I.M.Cugir, nr.18671/1973).

Studiul amintit a avut în vedere utilizarea STA la mașinile de rectificat interior MRI-80 fabricate de către beneficiarul contractului, mașini al căror parametri funcționali diferă sensibil față de posibilitățile de adaptare ale instalației experimentale.

Deci comportarea în afara optimului a STA, nu este proprie sistemului, ci are o cauză obiectivă.

x x
x

În cele de mai sus au fost prezentate principalele constatări conturate în urma experimentării fiecărei soluții de STA. Aceste constatări pot fi extrapolate pentru toate cazurile constructiv asemenea ce se pot întâlni în construcția de mașini.

- Principala constatare se referă la faptul că pentru proiectarea corectă a STA este necesară corelarea optimală a geometriei STA cu parametrii geometrici și cinematici efectivi ai transmisiei. În caz contrar, tensionarea inițială a curelei, pe tot domeniul de încercări, nu se mai situează în vecinătatea valorilor optime și rezultă de cele mai multe ori o supratensionare a curelei care diminuează parțial avantajele soluției.

- Costurile suplimentare pentru proiectarea și realizarea unui STA sînt compensate integral prin avantajele materiale pe care le aduce utilizarea acestei soluții. În sprijinul afirmației anterioare este suficient să menționăm că : la transmisiile cu STA, cureaua, arborii și lagărele sînt solicitate numai în sarcină, în repaus intervine desoărcarea lor completă, calitate care contribuie la creșterea fiabilității transmisiei ; relaxarea curelei nu influențează practic funcționarea de durată (ca în cazul transmisiilor tensionate permanent care trebuie reparate periodic din acest motiv) ; demarajul se face cu o constantă de timp relativ redusă, garantîndu-se astfel o atenuare a suprasolicitărilor curelei în regimurile nestabilizate. Complexitatea constructivă a transmisiei echipată cu STA este practic comparabilă cu aceea a soluțiilor tensionate permanent.

În ceea ce privește opțiunea pentru o anumită soluție constructivă de STA se fac următoarele recomandări :

a). În ordine preferențială cele mai avantajoase soluții sînt cele mai avantajoase soluții sînt cele cu motor basculant și cu role antagoniste, datorită simplității lor constructive și stabilității în funcționare ;

b). Soluția cu roți dințate este mai scumpă și se adaptează foarte bine doar în cazul transmisiilor cu raport de transmitere mare, caz în care gabaritul roții conduse permite amplasarea fără restricții a grupului basculant de roți dințate ;

c). Pentru transmisiile reversibile ca sens de rotație se poate utiliza exclusiv STA cu role antagoniste (celelalte două soluții interzic reversarea mișcării) ;

d). Dacă se pune problema tipizării variantelor de STA, soluția cu motor basculant prezintă cele mai largi posibilități cu un număr extrem de redus de tipodimensiuni (practic egal cu numărul de tipodimensiuni a motoarelor electrice asincrone cu rotor în scurtcircuit), la acest rezultat se poate ajunge întrucît excentricitatea relativă se poate varia în limite foarte largi pentru una și aceeași soluție (fără a se modifica construcția de ansamblu) ;

e). Trebuie avut în vedere faptul că o transmisie prin curea echipată cu STA anulează o calitate atribuită în general transmisiilor prin frecare : patinarea la suprasarcini (caracterul de filtru trece jos în raport cu suprasolicitările). Din acest motiv se impune ca pe lanțul cinematic să se introducă, după necesități, în aval sau în amonte față de transmisie un cuplaj limitator de sarcină. În caz contrar, la supraîncărcări accidentate pot să apară avarii ale elementului cel mai slab din lanțul cinematic.

Indiferent de domeniul de sarcini, ar trebui inițiată echiparea sistematică a transmisiilor prin curea cu STA, îndeosebi la structurile moderne de curele a căror utilizare este generalizată. Se observă totodată că reglarea tensionării inițiale dependent de sarcină constituie o soluție care se impune în cazul tuturor transmisiilor cu funcționare intermitentă sau cu variații mari ale cuplului rezistent, cazuri în care STA este integral justificat.

6. CONSIDERATIILE FINALE SI CONTRIBUTII ORIGINALE

Cercetările întreprinse în cadrul prezentei lucrări a urmărit, în principal, extinderea și aprofundarea cunoștințelor asupra construcției și funcționării transmisiilor prin curea echipate cu sisteme automate de tensionare.

Față de obiectivul propus, pe parcursul dezvoltării lucrării, au apărut o seamă de constatări și concluzii, care au fost înserate imediat în text, fie au fost centralizate la sfârșitul capitolului respectiv.

În cele ce urmează se face o sinteză a contribuțiilor personale ale autorului, încercându-se să se concentreze rezultatele obținute în urma studiilor teoretice și experimentale într-o formă care să dea, pe cât posibil, o imagine globală asupra acestora.

Principalele contribuții ale autorului sînt :

1. Fundamentarea teoretică, unitară, pe o treaptă calitativ superioară a bazelor procesului de transfer energetic la transmisia prin curea, ce funcționează în regim stabilizat, respectiv regim tranzitoriu.

1.1. Sinteza monografică, elaborată pe baza unei vaste bibliografii, privitoare la particularitățile transferului energetic la transmisia prin curea, la soluțiile moderne de curele late multistrat și la tensionarea transmisiilor prin curea, oferă informații sistematizate și concise cu privire la aspectele menționate.

1.2. Stabilirea pe baza modelului mecanic echivalent, acceptat de autor pentru fiecare caz analizat în parte, a dependențelor geometrice și cinetostatice între elementele constructive caracteristice ale sistemului de tensionare automată și variația momentului de torsiune.

1.3. Se propune o clasificare unitară a sistemelor de tensionare, ce include totalitatea sistemelor cunoscute și are la bază atât principiul funcțional, cât și particularitățile geometrice ale transmisiei.

1.4. Analiza influenței pe care o exercită dimensiunile geometrice determinante asupra comportării sistemelor automate de tensionare, fapt ce a permis desprinderea unor importante constatări privind proiectarea optimală a transmisiei prin curea echipată cu astfel de sisteme.

- 1.5. Analiza critică comparativă a performanțelor transmisii-
lor prin curea prevăzută cu sisteme de tensionare perman-
entă, din care se desprinde concluzia că aceste sisteme
nu mai sînt compatibile cu performanțele supericare pe
care le ating structurile moderne de curea.
 - 1.6. Colaborarea cu Intreprinderea mecanică Cugir în vederea
îmbunătățirii, pe baza rezultatelor studiului teoretic, a
transmisiei principale de la mașina de rectificat înte-
rior RI 80.
 - 1.7. Studiul teoretic al regimurilor tranzitorii de funcțio-
nare a transmisiiilor prin curea echipate cu sisteme de
tensionare cu acțiune permanentă, respectiv automate.
 - 1.8. Stabilirea ecuațiilor diferențiale de mișcare, cu coefi-
cienți constanți pentru mai multe variante constructive
de transmisii prin curea și anume : tensionată permanent
prin deplasarea motorului, respectiv prin rolă de întin-
dere, tensionată automat direct de către momentul de tor-
siune rezistent, respectiv prin reacție inversă.
 - 1.9. Elaborarea unei metodologii pentru dezvoltarea pe calcu-
lator a determinantului caracteristic (pe baza metodei
Krylov) și pentru calculul automatizat al valorilor rădă-
cinilor polinomului secular (pe baza metodei Bairstow)
pentru cazul vibrațiilor forțate neamortizate.
2. Proiectarea, realizarea și încercarea tuturor variantelor
onstructive de sisteme de tensionare automată a transmisiei prin
area.
- 2.1. La baza proiectării sistemelor de tensionare a stat apli-
carea imediată a concluziilor studiului teoretic, necesi-
tatea efectuării, pentru prima dată, a unor investigații
largi, comparative cu privire la funcționarea acestor sis-
teme. S-a urmărit proiectarea pe cît posibil a unor siste-
me care să ofere posibilitatea modificării, în anumite li-
mite, a parametrilor geometrici fundamentali, în vederea
acoperirii unui domeniu cît mai extins de reglare a sis-
temului.
 - 2.2. Sistemele realizate sub conducerea autorului, la Intreprin-
derea mecanică Cugir, au constituit premiza fundamentală
pentru studiul experimental al funcționării, pentru des-
prinderea unor concluzii privind utilizarea lor în con-

structura de mașini, concluzii prezentate în detaliu în capitolul 5.

3. Proiectarea de către autor și realizarea sub conducerea acestuia a unui echipament complex, cu înalt grad de universalitate, care permite realizarea unei game largi de încercări legate de trei aspecte : transferul energetic la transmisia prin curea prevăzută cu sisteme automate și permanente de tensionare, determinarea coeficientului cinetic de frecare pentru orice profil de curea și studiul macrorologic al structurilor moderne de curea.

- 3.1. Stabilirea programului experimental rațional pentru încercarea tuturor variantelor cunoscute de sisteme automate pentru tensionarea transmisiei prin curea, program ce a permis evidențierea factorilor principali ce intervin în procesul de transfer energetic.
- 3.2. Pe baza celor de mai sus, a devenit posibilă verificarea premizelor și ipotezelor acceptate în studiul teoretic al transferului energetic. Concordanța bună dintre dependențele teoretice și valorile înregistrate și măsurate confirmă valabilitatea celor acceptate în elaborarea modelului matematic, precizia relativ ridicată și gradul de generalitate al studiului teoretic.
- 3.3. În urma cercetării experimentale au rezultat, pentru prima dată la noi în țară, concluzii importante privind utilizarea sistemelor automate de tensionare.
- 3.4. Urmărirea continuă a variației parametrilor funcționali, geometrici și cinetostatici, a necesitat utilizarea unor traductoare, parte de concepție originală, care să îndeplinească condiții relativ severe de fidelitate și precizie.
- 3.5. S-a evidențiat faptul, menționat de literatura tehnică, că numai printr-o coroborare corespunzătoare a parametrilor geometrici fundamentali ai sistemului de tensionare automată este posibilă obținerea valorilor optime ale coeficientului de tracțiune și în consecință, eficiența maximă a sistemului.
- 3.6. Au fost verificate și confirmate caracteristicile superioare pe care literatura tehnică le atribuie curelelor cu structură stratificată, respectiv din folie omogenă din elastomeri cu performanțe tribologice și mecanice ridicate. Cele de mai sus pledează, odată în plus, pentru asi-

milarea acestor structuri de curea și la noi în țară, în vederea eliminării totale a importului.

4. Extinderea calculului automatizat în proiectarea tuturor transmisiilor prin curea lată, tensionate atât permanent cât și automat.

4.1. Stabilirea algoritmilor de calcul pentru proiectarea pe calculator și elaborarea organigramelor corespunzătoare.

4.2. Testarea programelor elaborate pe mai multe cazuri de transmisii prin curea tensionate permanent sau automat. Se remarcă faptul că pe această cale se elimină tatonările empirice și se reduce nivelul de incertitudine cu privire la comportarea transmisiei în funcționare.

5. Lucrarea constituie, prin rezultatele studiului teoretic și experimental, un tot omogen, menit înțelegerii mai profunde a fenomenului de transfer energetic în regim permanent și tranzitoriu, util pentru perfecționarea metodelor actuale de calcul al transmisiilor prin curea. Ea oferă proiectanților 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 automată a transmisiilor prin curele.

B I B L I O G R A F I E

- [A1] Andreev, A.V. : Peredaci treniem, Maşghiz, Moskva, 1963.
- [A.] Arp, B. : Gummi- und Balata Riemen ; Riementreibe, Kettentreibe, Friedrich Vieweg u. Sohn, Braunschweig, 1954.
- [B1] Bischel, J. : Berechnungsgrundlagen für Flachtreibriemen aus Kunststoff, Technische Rundschau, IV 1953.
- [B2] Brender, R. : Rückkehr zum Flachriemen, Werkstatt und Betrieb, nr.1, 1957.
- [B3] Bussmann, K.H. : Beitrag zur Bearbeitung der Festigkeitseigenschaften von Treibriemen auf Grund des Prüfstandsversuchen, A.w.F Mitteilungen, nr.9 și 12, 1940 și nr.1 și 2, 1941.
- [B4] Bussmann, K.H. : Neue Berechnungsgrundlagen für Gummikeilriemen, Kautschuk und Gummi, nr.4, 1961.
- [B5] By, E.C.W. : Koefficient of Friction between Silk and Cotton Belts and Varian Pulley Material, Machinery, nr. 1194, 1935.
- [B6] Buzdugan, G.Ş.a. : Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura Academiei, Bucureşti, 1975.
- [D1] Dahl, A. : Lederflachriemen, Riementreibe, Kettentreibe, Kupplungen Braunschweig, 1954.
- [D2] Demianov, M.K. : O znaceni i uprugosti remnia pri peredaciiem raboti, Izvestia c P-ovo tehnolosceskovo instituta, 1981, 1982.
- [D3] Dittrich, O. : Theorie des Umschlingungstriebes mit Keilformigen Reibscheibenflanken (Teză de doctorat), Fakultät für Maschinenwesen, T.H.Karlsruhe, 1953.
- [D4] * * * Der Sempa-Antrieb für Werkzeugmaschinen, Konstruktion, 11 (1959), Heft 3.
- [D5] Demidovich, B.P., Maron, I.A. : Computational mathematics, Mir publishers, Moscow, 1973.
- [E1] Euler, L. : Novi komentarii Academie Petropolitane, tom.15, 1700, tom 20, 1775.
- [E2] Eytelwein, I.A. : Handbuch der Statik fester Körper, 1808.

- [F1] Feimer, I. : Contribuții teoretice și experimentale la studiul uzurii curelelor trapezoidale late pentru variatoare, Teză de doctorat, București, 1976.
- [F2] Fieber, A. : Das Riemengetriebe und die Gehrckenske Theorie, Z.d.VDI, nr.53, 1909.
- [F3] Fleischauer, K.H. : Die Reibung zwischen Treibriemen und Scheibe, Maschinenmarkt, Jg.73 (1967), nr.89.
- [F4] Friederich, A. : Versuche über die grösse der wirksamen Kraft zwischen Treibriemen und Scheibe, Z.d.VDI, nr.59, 1915.
- [G1] Gehrckens, O. : Leistung von Treibriemen, VDIZ, 1893.
- [G2] Gheorghiu, N. și Feimer, I. : Asupra coeficientului de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale. Buletinul I.P.Timișoara, Tom 11 (25), fascicula 1, 1966.
- [G3] Gheorghiu, N. și Ionescu, N. : Raționalizarea structurii, calculului și standardizării transmisiilor prin curele trapezoidale, Standardizarea, vol.19, nr.7, 1967.
- [G4] Gheorghiu, N.S. : Transmisii prin curele trapezoidale. Contribuții la studiul teoretic și experimental al capacității de tracțiune. Teză de doctorat, Timișoara, 1969.
- [G5] Gheorghiu, N.S. și Ionescu, N. : Selbstspannungssysteme bei Riementrieben, Maschinenmarkt, Jg.76 (1970), nr.35.
- [G6] Gheorghiu, N.S. și Ionescu, N. : Definirea criterială a capacității de tracțiune la transmisiile prin frecare cu element flexibil, Studii și cercetări de mecanică aplicată, 3, Tom 34, București, 1975.
- [G7] Gheorghiu, N.S. și Ionescu, N. : Organe de mașini - Transmisii mecanice, ediția a II-a, I.P.Timișoara, 1982.
- [G8] Grashof, F. : Theoretische Maschinenlehre, 1883.
- [G9] Grashof, F. : Theorie der Getriebe und der Mechanischen Messinstrumente, Leopold Voss Verlag, 1883.
- [G10] Groșanu, I., Brîndeu, L. : Vibrații mecanice, I.P.Timișoara, 1986.
- [G11] Gheorghiu, N.S., Ionescu, N. și Pommersheim, A. : Studiul teoretic și experimental în vederea îmbunătățirii transmisiei mecanice de la mașinile de rectificat interior RI 80, protocol de cercetare științifică.

fică nr.18671/1973.

- [G12] Gheorghiu, N.S., Ionescu, N. și Dușescu, A. : Unele inconveniențe privitoare la dimensionarea transmisiilor prin curele, în : Lucrările celui de al IV-lea Simpozion "Robotizarea în industrie", Timișoara, 1984.
- [H1] Hagedorn, H. : Berechnungsprobleme bei Flachriemen, Maschinenmarkt, Jg.76 (1970), nr.83.
- [H2] Hehrhahn, A. : Grundsätzliches und Neuer Über Riementriebe, Elektromarkt, nr.34, 1963.
- [H3] Hopferwieser, S.E. : Der geregelte Riementrieb, Schweizerische Technischen Zeitschrift, nr.12, 1959.
- [H4] Horovitz, B. și Gheorghiu, N.S. : Ein Kritischer Vergleich zwischen Schmalkeilriemen und Compound Flachriemen, Maschinenmarkt, nr.81, 1966.
- [H5] Horovitz, B. și Ionescu, N. : Contribuție la studiul reologiei curelelor trapezoidale, Konstruktion, Jg.18 (1966).
- [H6] Horovitz, B. și Ionescu, N. : Zur Optimierung der Betrieb und Baugrößen eines Riementriebes, Maschinenmarkt, nr.97, 1967.
- [H7] Horovitz, B. și Gheorghiu, N.S. : Perspective noi în construcția sistemelor de transmisii prin curele, Industria ușoară, An.14, nr.8, 1967.
- [H8] Horovitz, B. și Gligor, O. : Vorspannung von Riementrieben, Maschinenmarkt, Jg.76 (1970), nr.83.
- [H9] Horovitz, B., Minoiu, I., Gheorghiu, N.S., Feimer, I. și Ionescu, N. : Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri, Editura tehnică, București, 1971.
- [H10] Harris, C.M. și Crede, C.E. : Socuri și vibrații, Editura tehnică, București, 1969.
- [I1] Ionescu, N. și Gligor, O. : Instalație universală pentru încercarea transmisiilor mecanice, Buletinul Simpozionului de mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1972.
- [I2] Ionescu, N. : Bazele teoretice ale funcționării transmisiilor prin curele late, Referat bibliografic, Timișoara, 1975.

- [I3] Ionescu, N. : Metode moderne de măsurare a stării de tensiune și vibrațiilor la curele. Referat bibliografic, Timișoara, 1975.
- [I4] Ionescu, N. ș.a. : Optimizarea pe calculator a unui sistem de tensionare automată pentru transmisiile prin curele, Buletinul Simpozionului de mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976.
- [I5] Ivanov, E.A. : Remennîe peredaci, Mașghiz, Moskva, 1948.
- [I6] Ionescu, N. ș.a. : Studiul dinamicii unui mecanism de reglare cu grad de mobilitate variabil, pe baza ecuațiilor Lagrange, Buletinul tehnico-științific al Consiliului județean al sindicatelor, Brașov, Tom II, vol.1, 1977.
- [I7] Ionescu, N. : Asupra sistemelor de tensionare automată comandate indirect de cuplul rezistent, Simpozionul de mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
- [J1] Jukovski, N.E. : Oskoljenii remnia na škivah (1984), Sobr. soce-nia, tom.III, Gostehizdat, Moskva, 1949.
- [K1] Kammerer, O. : Versuche mit Riemen und Seiltrieben, Z.d.VDI, nr.51, 1907.
- [K2] Kammerer, O. : Mitteilungen über Forschungsarbeiten, 1908.
- [K3] Kostroch, W. : Einsatzgebiete von Super-Schmalriemriemen, Desch Antriebstechnik, nr.4, 1963.
- [K4] Köhler und Rögwitz : Maschinenelemente, Teil 2, Treibner Verlagsgesellschaft, Stuttgart, 1964.
- [K5] Kraghelski, I.V. și Vinogradova, E.A. : Koeffițienti trenia, Mașghiz, Moskva, 1962.
- [K6] Kretz, M. : Note sur les transmissions de mouvement à l'aide des courroies, Annales des mines, 1861.
- [K7] Kutzbach, K. : Die Übertragungsverluste und die Beanspruchungen der Seil und Riemen, Z.d.VDI, Bd.8, 1914.
- [K8] Kuksenko, I.P. și Sereda, V.T. : K teorii mehanizmov s avtomaticheskim samctiajeniem ghibkoi zvena, Teoria mehanizmov i mașin, nr.6, Harkov, 1969.
- [L1] Leyer, A. : Der Sespa-Antrieb, Schweizerische Bauzeitung, 72 Jg, nr.4, 1954.

- [L2] Leyer, A. : Das Problem des Riemenantriebes und seine Lösung, Schweizerische Bauzeitung, 78 Jg., Heft 17, 1960.
- [L3] Leyer, A. : Zahnrad- oder Bandantrieb ?, Antriebstechnik, nr. 4, 1967.
- [L4] Link, E. : Der Übergang von Normal oder Standard Querschnitten auf Schmalkeilform, Riementreibe, Kettentreibe, Kupplungen, Braunschweig, 1954.
- [L5] Linnecken, H. : Berechnung schnelllaufender Flachriementreibe, insbesondere solcher mit Kunststoffriemen, Konstruktion, Jg. 14 (1962), Heft 6.
- [L6] Lysen, H.W. și Schweighofer, R. : Einzeluntersuchung von Störquellen, Maschinenmarkt, Jg. 78 (1960), Heft 17.
- [L7] Lysen, H.W. și Schweighofer, R. : Zweites Forschungs- und Konstruktionskolloquium Werkzeugmaschinen, Vogel-Verlag, Coburg, 1955.
- [M1] Mathieu, P. : Schwingungen bei Riementreiben, VDI - Berichte, nr. 48, 1961.
- [M2] Mettler, E. : Mitteilungen aus den Forschungsanstalten G.H.H. Konzern, Band 8 (1940), Heft 10, Oberhausen.
- [M3] Minakov, A.P. : Izvestia Moskovskovo tekstilnovo instituta, Tom 2, 1929.
- [M4] Minakov, A.P. : Osnovî mekhaniki niti, Naucino-issledovatel'skie trudi Moskovskovo tekstilnovo instituta, Tom 9, 1941.
- [M5] Minakov, A.P. : Osnovî teorii namatîvania i smatîvania niti, Tekstilnaia promîslenosti, nr. 10, 11, 12, 1944.
- [M6] Minakov, A.P. : K voprosu o ravnesii idealno ghibkoi niti na šerohovatoi poverhnosti, Osnovî teorii namatîvania i smatîvania niti. Ucenîe zapiski MGU, Tom. 4, 1951.
- [N1] Niemann, G. : Maschinenelemente, Bd. 2, Springer Verlag, Berlin, 1960.
- [N2] Norman, C.A. : The Tension ration and transmissive power of belts. ASME - transactions Nov.-Dec., 1925.
- [N3] Nowsky, H. : Riemenschlupf und Reibungszahlen von Gummi und Ledertreibriemen, T.H. zu Berlin, nr. 8, 1927.

- [O1] Obering, B. : Gummi - und Balata Riemen, Riementriebe, Ketten-
triebe, Kupplungen, Braunschweig, 1954.
- [P1] Persoz, B. ș.a. : Introduction a l'étude de la rhéologie, Dunod,
Paris, 1960.
- [P2] Petrov, N.P. : Trenie v mașinah - Vlianie trenia pri peredacie
rabotî uprughiem remnem, Izvestia Petersburgskovo
tehnologhiceskovo instituta, 1893.
- [P3] Detalii mașin, Mașghiz, Moskva, 1956.
- [P4] Poncelet, J.V. : Cours de mécanique appliquée de machine, Paris,
1845.
- [P5] Pronin, B.A. : Klinoremennie i frikcionnîe peređaci i variatori,
Mașghiz, Moskva, 1956.
- [R1] Raab, W. și Langer, H.F. : Probleme der Konstruktion und Möglich-
keiten der Weiterentwicklung ~~von~~ Flachriemen,
Werkstatt und betrieb, 106 (1973), nr.2.
- [R2] Resal, H. : Traité de mécanique général, Paris, 1876.
- [R3] Regetov, D.N. : Tablicinîe rascetî detalei stankov, Mașghiz,
Moskva, 1952.
- [R4] Roloff, M. și Matek, V. : Maschinenelemente. Normung, Berechnung,
Gestaltung, Viweg, Braunschweig, 1963.
- [R5] Routh, E.I. : The advanced Part of a Treatise on Dynamics of
System, Macmillan, London, 1884.
- [R6] Rüb, F. : Keilriemen oder Flachriemen ?, Maschinenmark, nr.49,
1962.
- [R7] Rădulescu, G., Gheorghiu, N., Ionescu, N. ș.a. : Indrumar de proiec-
tare în construcția de mașini, vol.III - Transmisii
mecanice, Editura Tehnică, București, 1986.
- [S1] Stursberg, E. : Mehrschichtige Verbundflachriemen, Technische Rund-
schau, Berna, 1963.
- [S2] Scedrov, B.C. : Osnova mehaniku gibkoi niti. Mașghiz, Moscova,
1961.
- [S3] Skutsch, R. : Mitteilungen über Forschungsarbeiten II 120, 1933.
- [S4] Schievelbusch, U. : "Antriebs-elemente und Getriebe. Ein. Rückblick
auf Hannover-Messe 1965". Konstruktion Jg.17(1965),
Heft 8.

- [S5] Schrimmer, P. : Zerüttungswiederstand von Flachriemen in Abhängigkeit von der Wolblich der Riemenscheibenlauffläche, VDI-Z, 111 (1969), nr.2.
- [S6] Steinhilper, W. și Dietz, R. : Betrachtungen zur Auslegung von Riemetrieb, Maschinenmarkt, 8700 Wurtzburg, nr.19, 41,55,73 și 91,1963 și nr.20, 1964.
- [S7] Steinmetz, G. : Dehnungsmessungen am laufendem Riemen, Diss.T.H. Berlin, 1915.
- [S8] Svetlițki, V.A. : Kolebania strunî s ucetom izmenenia natiajenia. Izvestia A.N.S.S.S.R., nr.11, 1958.
- [S9] Svetlițki, V.A. : Upravlenia dvijenja idealno ghibkoi rastiajimoj niti, Dokladî Vîsșcei șkolî, Mașinostroenie, nr.1, 1959.
- [S10] Svetlițki, V.A. : Staționarnoe dvijenje idealno ghibkoi niti po poverhnosti, Dokladî Vîsșcei școlî, nr.2, 1959.
- [S11] Svetlițki, V.A. : K teorii peredaci s ghibkoi sviazju, Izvestia vuzov, Mașinostroenia, nr.7, 1959.
- [S12] Svetlițki, V.A. : Vlianie uprugovo školjenia na rabotu peredaci s ghibkoi sviazju, Izvestia vuzov Mașinostroenia, nr.6, 1960.
- [S13] Svetlițki, V.A. : Nekotorie voprosî teorii peredaci s ghibkoi sviazju, Rascetî na procinosti, nr.6, Mașghiz, 1960.
- [S14] Svetlițki, V.A. : Vlianie postoiannovo natiajenia na rabotu peredaci s ghibkoi sviazju, Izvestia vuzov Mașinostroenia ; nr.7, 1960.
- [S15] Svetlițki, V.A. : Rabota peredaci s ghibkoi sviazju pri postoiannom koeffițiente trenia, Izvestia vuzov, Mașinostroenia, nr.5, 1961.
- [S16] Svetlițki, V.A. : Eksperimentalnoe opredelenie maksimalnovo momenta, peredavaemovo ghibkoi sviazju, Izvestia, vuzov, Mașinostroenia, nr.12, 1961.
- [S17] Svetlițki, V.A. : Vlianie podatlivosti opor na rabotu peredaci s ghibkoi, Izvestia vuzov Mașinostroenie, nr.3, 1962.
- [S18] Svetlițki, V.A. : Rascet na procinosti peredaci so stalnoj ghibkoi lentoi, Rascet na procinosti, Mașghiz, nr.8, 1962.

- [S19] Svetlițki, V.A. : K obščiem teorii peredaci s ghibkoi sviaziiu, Trudŭ konferenții po teorii mașin i mehanizmov, Mașghiz, 1963.
- [S20] Svetlițki, V.A. : Opredelenie ciastot malih kolebanii peredaci s ghibkoi sviaziiu, Vestnik mașinostroenia, nr.6, 1963.
- [S21] Svetlițki, A.V. : Peredacia s samonatajnim ustroistvom, Izvestia vuzov, Mașinostroenia, nr.12, 1964.
- [S22] Svetlițki, V.A. : Kolebania peredaci s ghibkoi sviaziiu, Trudŭ Konferenții po teorii mașin i mehanizmov, Mașghiz, 1966.
- [S23] Svetlițki, V.A. și Stasenکو, I.V. : Kolebania vetvei peredaci s ghibkoi sviaziiu, Trudŭ Konferenții, po teorii mașin i mehanizmov, Mașghiz, 1966.
- [S24] Svetlițki, V.A. : Peredaci s ghibkoi sviaziiu, Mașinostroenie, Moskva, 1967.
- [S25] Silaș, Gh. : Mecanică, Vibrații mecanice, Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- [S26] Silaș Gh. și Groșanu, I. : Mecanică, Editura didactică și pedagogică, București, 1981.
- [T1] Teplisev, M.V. : Peredaci s ghibkoi sviaziiu, Oboronghiz, Moskva, 1941.
- [T2] Tessmer, R. : Riementreibe in Maschinen-und Werkzeugmaschinen, Antriebstechnik, Jg.3 (1964), nr.11.
- [T3] Thiel, R. : Untersuchungen über dem Elastizitätsmodul und die Schlupfbedingungen von Keilriemen in Betrieb, Teil I, VDI-Z, Jg.101 (1954), nr.6, Teil II, nr.8.
- [T4] Thiel, R. : Experimentelle Untersuchungen über das Verhalten von Keilriemen bei der Übertragung schnell wechselnder Drehmomente, Diss.T.H.Braunschweig, 1958.
- [T5] Tope, H.G. : Die Übertragungsgenauigkeit der Drehbewegung von Keil-und Flachriemen und deren Prüfung mit seismische Drehschwingungsaufnehmer, Konstruktion, 20 Jg (1968), Heft 2.
- [T6] Tope, H.G. : Laufgeräusche von Flachriemen, DIMA 4/1970.

[Ul] Uhlig, K. : Die Berechnung moderner Hochleistungstreibriemen
unter Berücksichtigung ihrer spezifischen
Werkstoffeigenschaften, Maschinenmarkt, Jg.17
(1968), nr.2.

Valorile medii ale coeficientului de frecare

ANEXA 1

Materialul roții ca cursă	Presiunea a contact P [MPa]	Coeficientul de frecare μ [-] pentru curcnea și viteza de alu- mizare:											
		Pirelli					Extramultus					RDG	
		V_{a1} [m/s]		V_{a1} [m/s]		V_{a1} [m/s]	V_{a1} [m/s]		V_{a1} [m/s]		V_{a1} [m/s]	V_{a1} [m/s]	
1	2	0,597	1,135	1,736	0,597	1,135	1,736	0,576	1,135	1,736	0,576	1,135	1,736
		3	4	5	6	7	8	9	10	11			
	0,606	0,656	0,692	0,706	0,845	0,867	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	
	0,610	0,632	0,731	0,634	0,736	0,827	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	
	0,614	0,667	0,722	0,616	0,734	0,796	0,248	0,248	0,248	0,248	0,248	0,248	
	0,616	0,647	0,700	0,600	0,716	0,773	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	
	0,622	0,617	0,636	0,746	0,635	0,756	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253	
	0,626	-	-	0,553	0,661	0,743	0,274	0,274	0,274	0,274	0,274	0,274	
	0,606	0,666	0,734	0,667	0,925	0,989	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	0,226	
	0,610	0,699	0,765	0,632	0,830	0,925	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	
0,614	0,637	0,727	0,740	0,672	0,833	0,264	0,264	0,264	0,264	0,264	0,264		
0,618	0,630	0,705	0,739	0,637	0,813	0,251	0,251	0,251	0,251	0,251	0,251		

Anexa 1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Fontă (FC200)	0,022	0,669	0,695	0,723	0,652	0,796	0,824	0,253	0,253	0,253
	0,025	-	-	-	0,670	0,794	0,796	0,258	0,271	0,271
	0,006	0,845	0,722	0,705	0,704	-	-	0,225	0,226	0,226
CAPITOL	0,010	0,830	0,855	0,745	0,725		-	0,195	0,195	0,195
	0,014	0,203	0,170	0,763	0,710	0,	-	0,214	0,214	0,214
	0,018	0,501	0,895	0,337	0,716	0,901	0,929	0,225	0,226	0,226
	0,000	0,000	0,000	0,	0,	0,000	0,	0,000	0,	0,000
	0,026	-	-	-	0,715	0,862	0,925	0,220	0,220	0,220

Valoarea medie rezultate în urma etalonării cuplei torsionetrice Phillips PR-9830

Momentul aplicat cuplei torsionetrice M_t [Nm]	0,5	2,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0
Indicația punții torsionetrice ξ [%]	45	90	135	180	225	270	315	360

Valorile medii rezultate în urma etalonării tractometrului de moment corzișare la arborele condus

Mo mentul aplicat tractometrului M_t [Nm]	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Deplasarea spotului luminos δ [mm]	0,55	2,1	4,0	6,0	11,0	15,0	19,5	25,0

Valorile medii rezultate în urma etalonării arborelui p otru măsurașoare tractului
cubici

Greutatea depusă pe scalar G [N]	25	50	75	100	125	150	175	200
Deplasarea spotului luminos la înălțime δ [mm]	1,3	2,5	3,5	5,0	7,5	10,8	13,8	18,5

Anexa 2 (continuare)

Valori medii rezultate în urma stabilirii dispozitivului de măsurare a unghiului de rotire a sistemelor de tensionare

Unghiul la dispoziția de tensionare α [grd]	potențiometrul ϕ [grd]	Unghiul de rotire pentru :			Depășirea spotului la înregistrator mm pentru ten- siunea de alimenta- re de :
		SFA cu roți dintyate ψ_1 [grd]	SFA cu roți antagoniste $\Delta\psi$ [grd]	SFA cu motor basculant ϕ_1 [grd]	
5	14,2265	2,4594	1,6974	1,0532	7,0
10	20,4530	4,9188	3,3948	2,1063	14
15	42,6796	7,3782	5,0923	3,1595	21
20	56,9061	9,8376	6,7897	4,2127	21
25	71,1326	12,2970	8,4871	5,2658	46
30	85,3591	14,7564	10,1845	6,3190	70

Obs. În calculul valorilor s-au avut în vedere și următoarele valori :

- la dispozitivul de stabilizare : $D_1 = 51,5$ mm ;
- la roțile potențiometrului : $D_2 = 19,1$ mm ;
- la SFA cu roți dintyate : $D_3 = 104,7$ mm ;
- la SFA cu motor basculant : $D_4 = 240,5$ mm ;
- la SFA cu roți antagoniste : $D_5 = 151,7$ mm.

Anexa 3

Valori medii prelevate de pe înregistrările efectuate pentru STA cu motor
 basculant și valori preluate pe baza relațiilor de la cap.2.

Raze de ex- centric R_0 [mm]	Viteza unghiulară		Alungirea -elastică δ %	Momentul de torsiu- ne M_{T2} [Nm]	Forța tangențială F_t [N]
	ω_1 rad/s	ω_2 rad/s			
1	2	3	4	5	6
22,7	147,65	123,04	0	0	0
	147,48	122,89	0,0031	0,6222	8,8248
	147,18	123,73	0,0117	2,1778	30,4312
	146,96	122,83	0,008	4,2000	59,5988
	146,08	121,69	0,0450	6,7400	95,6000
20,0	147,10	123,00	0,0701	10,0000	147,0000
	147,20	122,91	0	0	0
	147,28	122,77	0,0109	0,7259	10,2060
	146,75	122,29	0,0210	0,7481	52,4000
	146,08	121,68	0,0433	5,7040	61,2000
146,34	146,20	120,20	0,0695	7,3630	97,2000
	146,90	119,01	0,1038	10,2067	149,2600

Anexa 5 (continuar...)

1	2	3	4	5	6
15,0	147,04	122,53	0	0	0
	147,03	122,51	0,0122	0,8296	11,7670
	146,78	122,27	0,0361	2,0741	35,9730
	145,50	121,18	0,0577	4,4074	63,4120
	145,12	120,80	0,1103	6,7407	102,5150
	144,71	120,41	0,1508	9,9037	151,5590
	142,45	119,07	0	0	0
	147,61	119,00	0,0149	1,0270	14,7030
	147,14	119,55	0,0476	2,2226	37,1260
	145,1	119,00	0,0011	0,0119	0,0580
7,2	144,81	119,27	0,1007	6,7407	101,5470
	144,33	119,07	0,2050	8,9704	155,0240
	147,55	119,07	0	0	0
	147,48	122,89	0,0601	0,4148	5,8340
	147,39	122,30	0,0203	1,0320	14,7160
	146,07	121,07	0,0519	2,4839	35,3030
	144,76	120,52	0,0933	4,4074	62,5140
	143,16	119,11	0,1593	7,0000	99,7270

Anexa 3 (continuare)

Unghiul de rotire ψ_1 [Grad]	Efortul activ din ramurile trunchiului		Efortul T_0 [N]	Factorul μ_{eal} [-]	Coeficientul de tracțiune φ [-]	Reacțiunea pe arbore T_3 [N]
	T_1 [N]	T_2 [N]				
1						7
0	0	0	0	0	0	0
0,067	16,049	7,224	11,626	2,2219		23,267
0,1725	56,197	23,304	40,752	2,2209	0,3791	91,479
0,5251	168,426	48,730	78,628	2,2205		157,213
0,703	173,971	70,321	106,149	2,2206		223,617
1,058	276,582	120,498	194,046	2,2207		398,971
1	0	0	0	0		0
0,0325	21,	10,380	16,0	1,941		23,342
0,1736	66,025	34,025	50,625	1,94117		101,221
0,5392	146,245	5,075	95,625	1,94117	0,320	191,194
1,1175	200,475	103,275	151,375	1,94117		303,652
2,035	307,365	150,579	258,291	1,94117		466,327
0	0	0	0	0		0
0,1274	30,592	30,5	24,609	1,626636		49,321
0,3600	88,209	54,238	71,222	1,62625	0,2385	142,409

Anexa 3 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
0,7376	164,645	101,233	132,939	1,62639		265,797
1,4403	266,176	163,602	214,918	1,62639		429,645
2,6474	593,133	241,954	317,734	1,62432		634,893
0	0	0	0	0		0
0,1726	53,317	33,009	45,163	1,38096		91,897
0,4551	134,581	97,456	116,019	1,38094	0,15	231,954
0,9375	240,903	174,447	207,675	1,38095		415,219
1,0075	366,470	236,823	317,047	1,38095		535,093
3,1869	562,143	407,069	484,606	1,38095		963,907
0	0	0	0	0		0
0,0	57,041	43,318	57,041	1,115		104,056
0,2170	142,084	124,933	163,933	1,115		234,502
0,5700	171,143	135,840	183,491	1,115	0,1152	306,805
1,3504	303,037	240,543	321,100	1,115		543,427
1,8377	483,416	383,690	433,552	1,115		866,661

Valori medii prelevate de pe înregistrările efectuate pentru S1A cu roți
dublate și valori calculate pe baza relațiilor de la cap.2

Raportul de transmitere al angrenaj- ului	ψ_1 [mm]	Cantitul de roți al S2A	Momentul de torsune	Coeficien- tul de tracțiune	Forța tangen- țială	Eforturile active din rambri		Efortul ini- țial conven- țional
						F_1 [K]	F_2 [K]	
0,277	0,3222	0,5652	0,5852	0,29720	7,842	17,116	9,273	13,194
	0,3227	1,4117	1,4117	0,29716	18,823	41,033	22,259	31,671
	0,3001	2,2953	2,2953	0,29714	29,804	65,053	35,249	50,151
	0,6421	3,4117	3,4117	0,29710	45,490	99,301	53,611	76,556
	0,7400	4,4900	4,4900	0,29707	59,607	130,127	70,917	100,323
0,3	0,1805	0,5852	0,5852	0,23436	7,842	20,654	12,811	16,732
	0,2967	1,4117	1,4117	0,23434	18,823	49,573	30,950	40,162
	0,3000	2,2953	2,2953	0,23430	29,804	65,053	45,000	57,000
	0,6420	3,4117	3,4117	0,23428	45,490	111,013	74,300	97,071
	0,7400	4,4900	4,4900	0,23424	59,607	159,006	97,401	129,205
1,73	0,1119	0,5852	0,5852	0,17120	17,842	26,751	16,017	22,959
	0,2746	1,4117	1,4117	0,17119	18,823	54,629	45,400	54,817
	0,3025	2,2953	2,2953	0,17166	29,804	101,530	71,694	86,796
	0,5827	3,4117	3,4117	0,17167	45,490	155,229	107,739	132,483
	0,4045	4,4900	4,4900	0,17136	59,607	203,408	143,301	173,605

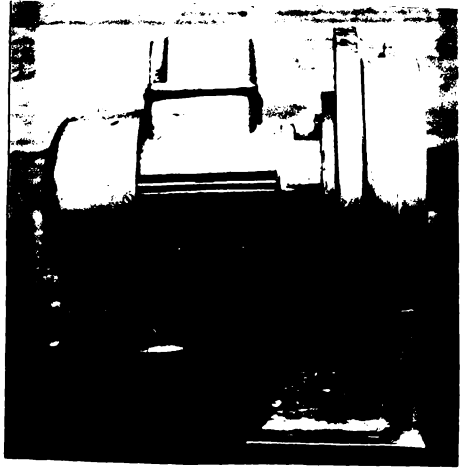
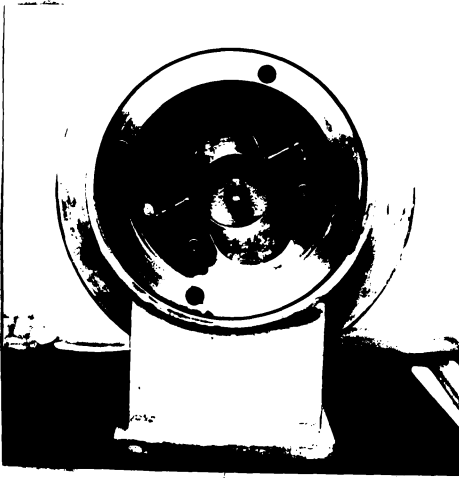
Valori medii prelevate de pe înregistrările efectuate pentru STA cu role anteaconitate și valori prelucrate pe baza relațiilor din cap.2

Treapta de viteza unghiulară	Viteza unghiulară		Alunecarea elastică ξ_s [%]	Treapta de viteza unghiulară	Viteza unghiulară		Alunecarea elastică ξ_s [%]
	ω_1 [rad/s]	ω_2 [rad/s]			ω_1 [rad/s]	ω_2 [rad/s]	
1	95,99	47,995	0		113,79	56,895	0
	95,98	48,043	0,0239		113,76	54,650	0,0392
	95,90	45,539	0,0432	3	113,44	52,239	0,0790
	94,42	43,525	0,0781		112,40	49,602	0,1174
	93,72	41,879	0,1055		110,50	48,785	0,1453
	91,10	39,602	0,1237		108,33	44,324	0,1821
2	104,89	52,443	0		121,30	60,650	0
	104,87	50,746	0,0322		121,26	57,147	0,0492
	104,71	48,970	0,0569		120,07	54,567	0,0744
	102,01	46,062	0,0768	4	119,09	51,007	0,1018
	100,72	44,879	0,1000		118,83	47,894	0,1315
	100,53	43,413	0,1262		115,01	44,695	0,1623

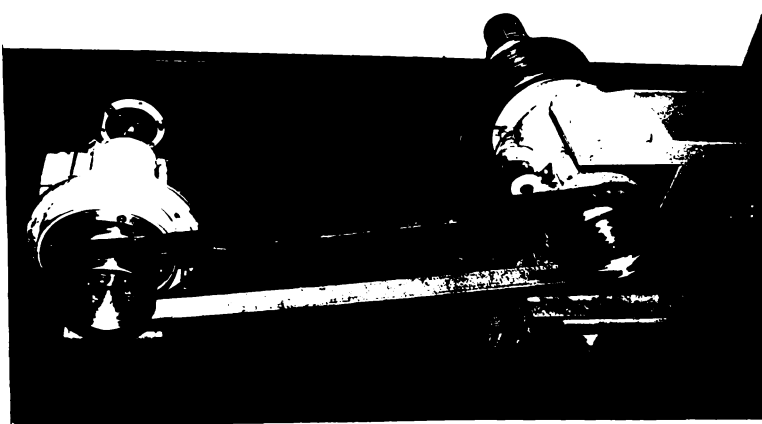
anexa 5 (continuare)

Varietia portabilului $\Delta \psi$ [grad]	Momentul de torsiune M_{t1} [mm]	Forța tangentială F_t [N]	Eforturile active din ramuri		Efortul ini- țial conven- țional T_0^* [N]	Coeficientul de tracțiune φ [-]
			T_1^* [N]	T_2^* [N]		
0,103992	0,2353	3,2941	219,663	216,369	217,563	0,161172
0,630474	1,0588	25,2549	307,831	284,576	293,421	0,161243
0,921461	1,8823	47,2151	400,051	353,666	301,832	0,161368
1,105920	2,7059	69,1765	523,515	454,340	491,773	0,161452
1,212149	3,5294	91,1372	625,405	544,268	583,847	0,161564

Eforturi geometrice pentru ramura doborâtoare						Eforturi geometrice pentru ramura conică					
ψ_{11} [grad]	δ_{11} [grad]	ψ_{12} [grad]	l_{12} [mm]	δ_{12} [grad]	ψ_{21} [grad]	δ_{21} [grad]	ψ_{22} [grad]	l_{22} [mm]	δ_{22} [grad]	ψ_{21} [grad]	δ_{21} [grad]
15,109	16,375	16,031	15,899	15,791	15,899	16,031	16,375	15,109	15,791	15,899	16,031
16,375	16,031	15,899	15,791	15,109	15,791	16,031	16,375	15,109	15,899	15,791	16,031
16,031	15,899	15,791	15,109	15,109	15,109	15,899	16,031	15,109	15,791	15,899	16,031
15,899	15,791	15,109	15,109	15,109	15,109	15,899	16,031	15,109	15,791	15,899	16,031
15,791	15,109	15,109	15,109	15,109	15,109	15,899	16,031	15,109	15,791	15,899	16,031



Sistemul de tensionare cu motor basculant
(vedere frontală și laterală)



Transmisia prin curea echipată cu sistem de
tensionare cu motor basculant.