

3.3. Elemente de calculul ambreiajelor

Calculul ambreiajului cuprinde determinarea dimensiunilor principale în raport cu valoarea maximă a momentului motorului, în funcție tipul și destinația automobilului și de verificare la rezistență a principalelor piese componente.

3.3.1. Determinarea parametrilor de bază ai ambreiajului

Parametrii principali care caracterizează construcția ambreiajului se referă la coeficientul de siguranță (β), presiunea specifică (p_s) și creșterea de temperatură (Δt) în ambreiaj la pornirea din loc a automobilului.

a. Coeficientul de siguranță al ambreiajului (β). În timpul funcționării ambreiajelor, ca urmare a frecărilor normale din fazele de cuplare decuplare ale ambreiajului, suprafețele de frecare ale discurilor conduse sunt supuse uzurii. Față de construcția mecanismului ambreiaj și modul de generare a forțelor de cuplare, uzura garniturilor de frecare determină o detensionare a arcurilor și deci o modificare a forței de apăsare. Pentru ca ambreiajul să fie capabil să transmită momentul maxim al motorului și în cazul în care garniturile de frecare sunt uzate, la dimensionarea ambreiajului se adoptă momentul capabil al mai mare decât momentul maxim al motorului.

În calculele de predimensionare acest lucru este luat în considerare prin coeficientul de siguranță al ambreiajului, notat β și definit ca valoare a raportului dintre momentul de calcul al ambreiajului (M_a) și momentul maxim al motorului

(M_M): $\beta = \frac{M_a}{M_M} > 1$, de unde se obține valoarea momentului necesar al ambreiajului:

$$M_a = \beta \cdot M_M \quad (3.13)$$

Alegerea valorii coeficientului de siguranță al ambreiajului în vederea determinării momentului necesar al ambreiajului se face ținându-se seama de tipul și destinația automobilului, precum și de particularitățile ambreiajului.

Pentru valori mari ale coeficientului de siguranță β se reduce intensitatea patinării ambreiajului la uzura garniturilor de frecare, se reduce lucrul mecanic de patinare și, prin aceasta, se sporește durata de funcționare a ambreiajului și se reduce timpul de ambreiere, îmbunătățindu-se dinamicitatea automobilului.

Mărirea exagerată a coeficientului de siguranță contribuie la apariția unor suprasarcini în transmisie, în special la frânarea bruscă a automobilului, prin diminuarea capacității de protecție prin patinare. În plus, cu cât β are valori mai ridicate, cu atât și forța necesară pentru decuplarea ambreiajului devine mai mare.

Ambreiajul la care coeficientul de siguranță are valori reduse protejează bine transmisia de suprasarcini, deoarece patinarea ambreiajului are loc la valori mai mici ale momentului de torsiune, deci mai ușor și mai frecvent în timpul deplasării automobilului. Această situație poate deveni dezavantajoasă, deoarece alunecările frecvente provoacă uzura prematură a discurilor.

De-a lungul duratei de utilizare a automobilului, prin uzarea garniturilor de frecare ale ambreiajului valoarea coeficientului de siguranță se modifică după caracteristica elastică a arcurilor utilizate. Corespunzător reducerii forței de apăsare a arcurilor datorită uzării ambreiajului scade și valoarea momentului capabil al ambreiajului. Îndeplinirea cerinței de transmitere integrală a momentului maxim al motorului limitează scăderea coeficientului de siguranță al ambreiajului uzat până la limita: $\beta_u \geq 1$.

Ținând seama de precizările de mai înainte, pentru valorilor coeficientului de siguranță al ambreiajului, în concordanță cu valorile întâlnite la automobile similare, se recomandă: $\beta=1,4 \dots 1,7$ pentru autoturisme cu capacitate normală de trecere; $\beta=2,0 \dots 2,5$ pentru autoturisme cu capacitate mărită de trecere; $\beta=3,0 \dots 4,0$ pentru autoturisme de competiții sportive. Valorile spre limita superioară se recomandă în cazul ambreiajelor cu arcuri elicoidale, la care reducerea forței elastice este direct proporțională cu uzura garniturilor iar valorile spre limita inferioară se recomandă în cazul arcurilor centrale diafragmă, la care forța capabilă a arcurilor este puțin influențată de modificarea săgeții de precomprimare a arcului în limita uzurilor normale.

b. Presiunea specifică (p_0). Presiunea specifică dintre suprafețele de frecare ale ambreiajului se definește ca raportul dintre forța dezvoltată de arc (arcurile) de presiune (F) și aria unei suprafețe de frecare a ambreiajului (A), după relația:

$$p_0 = \frac{F}{A} \quad [MPa] . \quad (3.13)$$

Valoarea maximă a presiunii specifice este limitată prin tensiunea admisibilă de strivire a materialului constituent al garniturilor. Fața de această limită fizică, în adoptarea valorii de predimensionare a ambreiajului sunt de considerat următoarele aspecte:

- valori spre limita tensiunii admisibile de strivire favorizează reducerea dimensiunilor constructive ale ambreiajului, în sensul că discurile conduse vor avea dezvoltări radiale mici, cu momente reduse de inerție; dependența directă a uzurii de frecare de valoarea presiunii normale din suprafața de alunecare face ca durabilitatea ambreiajului să se reducă, sub limitele acceptate construcției de automobile;

- valori mici ale presiunii specifice implică suprafețe mari de frecare, care presupun dezvoltări radiale însemnate ale discurilor conduse și, de aici, creșterea gabaritelor, a maselor și a momentelor de inerție ale părții conduse a ambreiajului. În plus, prin creșterea razelor, se sporesc vitezele tangențiale de alunecare dintre suprafețele de contact la cuplarea ambreiajului, situație în care crește uzura de alunecare a garniturilor.

Din considerente de uzură a suprafețelor de frecare, presiunea specifică a ambreiajului se admite în următoarele limite: $p_0 = 0,2 \dots 0,5$ [MPa] în cazul garniturilor din rășini sintetice impregnate cu fibre de kevlar sau cu fibre de sticlă și $p_0 = 1,5 \dots 2,0$ [MPa] pentru cele metaloceramice.

c. Creșterea temperaturii pieselor ambreiajului (Δt). La un parcurs urban de 10 km, frecvența cuplărilor - decuplărilor ambreiajului este de circa 100...300 ori. S-a arătat în paragraful 3.1.1 că în procesul cuplării și decuplării ambreiajului, o parte din lucrul mecanic al motorului se transformă, prin patinare, în căldură, ridicând temperatura pieselor metalice ale ambreiajului, din care cauză garniturile de frecare funcționează la temperaturi ridicate. Experiențele au arătat că o creștere a temperaturii în planul de alunecare al garniturilor de la 30 la 100° C mărește uzura acestora de circa două ori. Având în vedere că lucrul mecanic de patinare este mai mare la pornirea din loc a automobilului decât la schimbarea treptelor de viteză, în calcule se consideră situația cea mai dezavantajoasă, cea a pornirii din loc. De asemenea, având în vedere durata procesului de cuplare ($t_c < 1,0$ secunde), schimbul de căldură cu exteriorul este redus, astfel că se consideră că întreg lucrul mecanic de patinare se regăsește sub formă de căldură în discul de presiune și în volant.

Verificarea la încălzire se face pentru discurile de presiune, aflate în contact direct cu planul de alunecare, cu relația:

$$\Delta t = \frac{\alpha \cdot L}{c \cdot m_p}, \quad (3.15.)$$

unde: Δt° este creșterea de temperatură; L - lucrul mecanic de patinare, dat de relația (3.6); $\alpha = 0,5$ - coeficient care exprimă partea din lucrul mecanic preluat de discul de presiune al ambreiajului; m_p este masa pieselor ce se încălzesc; $c = 500$ J/kg·°C este căldura specifică a pieselor din fontă și oțel.

Ambreiajul se consideră bun din punct de vedere al încălzirii dacă creșterea de temperatură la pornirea din loc este în limitele $\Delta t = 8 \dots 15$ °C.

3.3.2. Dimensionarea garniturilor de frecare

Garniturile de frecare sunt componente ale discului condus prin intermediul cărora se stabilește, prin forțe de frecare, legătura de cuplare a ambreiajului. Drept urmare suprafețele de frecare ale ambreiajului reprezintă căile de legătură dintre părțile conducătoare ale ambreiajului. În aceste condiții momentul capabil al ambreiajului este momentul forțelor de frecare, dat de relația:

$$M_{acp} = i \cdot F \cdot \mu \cdot R_m = i \cdot F \cdot \mu \cdot \frac{R_e + R_i}{2} \quad (3.16)$$

unde $i = 2n$ este numărul suprafețelor de frecare (al căilor de legătură dintre partea conducătoare și partea condusă); n - numărul discurilor conduse ale ambreiajului;

$R_{med} = \frac{R_e + R_i}{2}$ - raza medie a suprafeței de frecare; R_e și R_i - razele exterioară și

interioară ale suprafețelor inelare de frecare; μ - coeficientul de frecare dintre suprafețele discurilor; F - forța normală de apăsare.

Pentru forța normală de apăsare, dată de relația (3.14), sub forma $F = p_o \cdot A$, unde $A = \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$ este aria unei garnituri de frecare, momentul capabil al ambreiajului este:

$$M_{acap} = i \cdot p_o \cdot \mu \cdot \pi \cdot \frac{R_e + R_i}{2} \cdot (R_e^2 - R_i^2) \quad (3.17)$$

Ambreiajul se consideră corect dimensionat dacă momentul capabil dat de relația (3.16) este egal cu momentul necesar definit de relația (3.13), adică:

$$M_a = M_{acap} \Rightarrow \beta \cdot M_M = i \cdot p_o \cdot \mu \cdot \pi \cdot \frac{R_e^2 - R_i^2}{2} \cdot (R_e - R_i)$$

de unde rezultă:

$$R_e = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \beta \cdot M_M}{\mu \cdot i \cdot \pi \cdot p_o \cdot (1 - c^2)(1 + c)}}; \quad R_i = R_e \cdot c, \quad (3.18)$$

unde $c = \frac{R_i}{R_e} = 0,53 \dots 0,75$. Referitor la acest raport, care influențează uniformitatea

de uzare radială a garniturilor, se fac următoarele precizări: valorile spre limita inferioară ale coeficientului c arată că există o diferență mare între razele suprafețelor de frecare, deci o lățime mare, ceea ce are drept consecință o uzură neuniformă a garniturilor de frecare datorită diferenței mari dintre vitezele de alunecare. În scopul uzării uniforme, mai ales în cazul automobilelor echipate cu motoare rapide, se recomandă folosirea de valori ale coeficientului c spre limita superioară.

Garniturile de frecare sunt piese de uzură ale ambreiajului, piese care de-a lungul duratei de utilizare sunt de mai multe ori înlocuite. Posibilitatea de înlocuire trebuie să ofere interschimbabilitate pieselor, motiv pentru care garniturile sunt realizate într-o gamă tipodimensională limitată prezentată în tabelul 3.2 după STAS 7793-83. În aceste condiții valorile R_e și R_i obținute prin relația (3.18) sunt valori de predimensionare, valorile definitive ținând seama de încadrarea valorilor de calcul în prima valoare normalizată a garniturilor.

Tabelul 3.2

Dimensiunile garniturilor de frecare pentru ambreiaje [mm]

D_e	150	160	180	200	225	250	280	300	305	310	325	350
D_i	100	110	125	130	150	155	165			175	185	195
g	2,5...3,5		3,5						3,5 ; 4,0			

D_e, D_i - diametrul exterior, respectiv interior al garniturii; g - grosimea garniturii

3.3.3. Calculul arcurilor de presiune

Menținerea stării cuplate a ambreiajului la limita momentului necesar al ambreiajului proiectat este posibilă când pe suprafața de frecare se dezvoltă forța normală:

$$F = \frac{\beta \cdot M_M}{i \cdot \mu \cdot R_{med}} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_M}{i \cdot \mu \cdot (R_e + R_i)} \quad (3.19.)$$

La ambreiajele cu arc diafragmă forța dată de relația (3.18) trebuie să fie dezvoltată de arc în starea cuplată a ambreiajului. La ambreiajele cu arcuri periferice, forța de apăsare este dată de forța totală a arcurilor de presiune dispuse echidistant pe periferia discului de presiune. Numărul de arcuri se alege multiplu al numărului de pârghii de decuplare, ținându-se seama ca forța dezvoltată de un arc să nu depășească 500...700 N.

a. Calculul arcului diafragmă. Elementele geometrice ale unui arc diafragmă sunt prezentate în figura 3.31.

Forțele care solicită arcul diafragmă în cele două situații de rezemare care apar în timpul funcționării ambreiajului sunt prezentate în figura 3.32,a, pentru situația ambreiat, și în figura 3.32,b, pentru situația debreiat. Se consideră că arcul că arcul diafragmă prezintă două elemente funcționale reunite într-o singură piesă: partea tronconică plină, care este de fapt un arc disc cu rolul de arc de presiune, și lamelele, care sunt de fapt pârghii încastrate în pânza arcului disc cu rolul de pârghii de debreiere.

Deformarea arcului disc prin intermediul lamelelor se explică pe modelul constructiv din figura 3.33, unde cele două elemente componente ale arcului diafragmă, arcul disc și pârghiile, sunt prezentate separat. Configurația pârghiilor a fost aleasă, încât rezemarea arcului disc se face pe circumferințele cu diametrele d_1 și d_2 ca în cazul clasic de solicitare a arcului disc iar articulațiile pe care oscilează pârghiile se găsesc pe circumferință cu diametrul d_2 respectiv d_3 .

Modelul constructiv din figura 3.33 îndeplinește în ambreiaj același rol funcțional ca și arcul diafragmă. Acest model poate fi folosit pentru calculul arcului diafragmă utilizând principiul suprapunerii efectelor produse în cele două elemente componente ale sale: arcul disc și pârghiile de debreiere.

Pentru calcule se folosesc următoarele notații:

- d_1, d_2, d_3, S, H, h - dimensiunile arcului diafragmă;

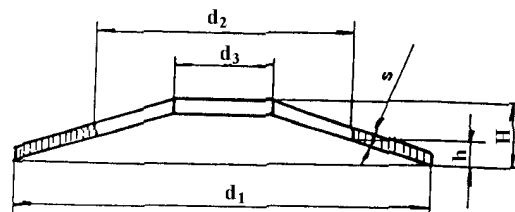


Fig. 3.31. Construcția arcului diafragmă

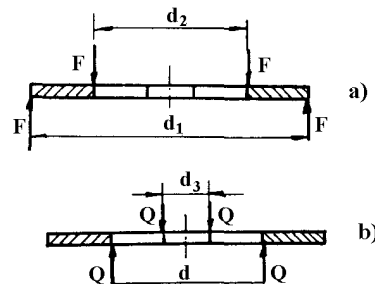


Fig.3.32. Forțele care acționează asupra ambreiajului

a)-starea ambreiat; b)-starea debreiat

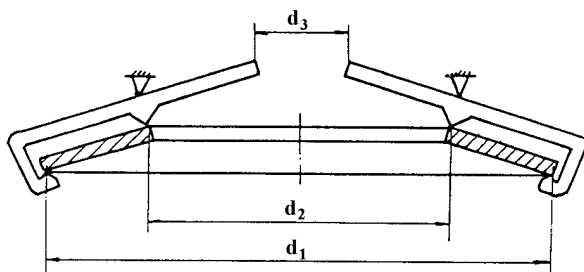


Fig. 3.33. Modelul constructiv al arcului diafragmă

- 1, 2, 3, 4, poziția reazemelor;
 - z - numărul de brațe;
 - α - unghiul sectorului care revine unui braț ($\alpha = 360^\circ/z$);

- F - forța de ambreiere;
 - Q - forța de debreiere;
 - F_1 , Q_1 - forțele de ambreiere și debreiere ce revin unui sector al modelului ($F_1 = F/z$; $Q_1 = Q/z$).

Pentru simplificare se consideră pârghiile rigide și sistemul deformat până în poziția în care arcul disc este aplatizat.

Forțele F și Q determină în arc disc momentul radial M_1 și forța tăietoare T_1 și în pârghii momentul de încovoiere M_2 și forța tăietoare T_2 .

În figura 3.34 s-au trasat diagramele de momente și de forțe tăietoare din

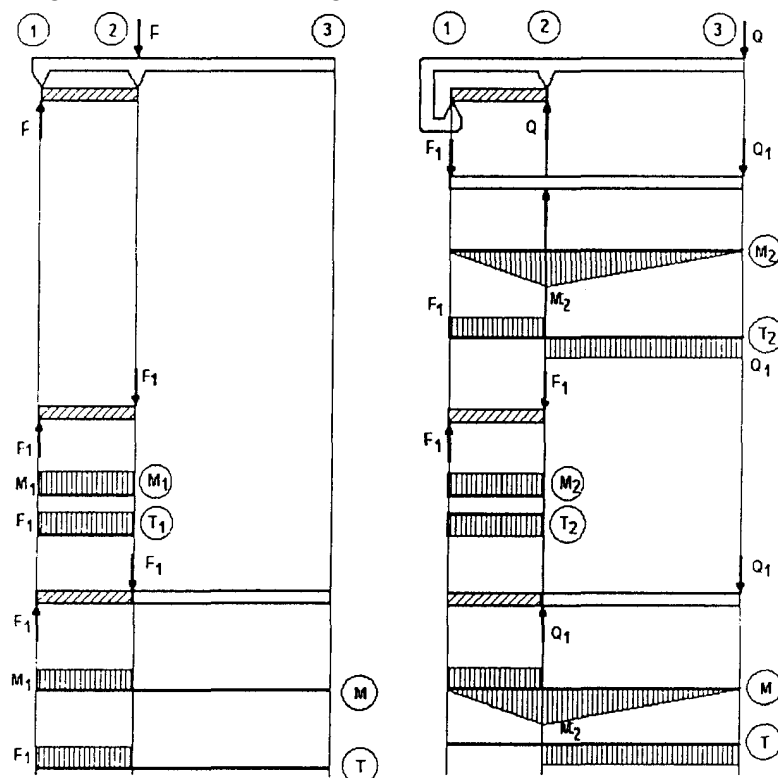


Fig. 3.34. Diagrama de forțe tăietoare și momente încovoiătoare în arc disc și pârghii

arcul disc și din pârghiile modelului constructiv, precum și diagramele de momente și forțe tăietoare din arcul diafragmă obținute prin suprapunerea efectelor din elementele componente.

Se obțin următoarele solicitări maxime:

$$M_1 = \frac{F}{2} \cdot (d_1 - d_2)$$

$$M_2 = \frac{Q}{2} \cdot (d_2 - d_3) = \frac{F}{2} \cdot (d_2 - d_1)$$

$$T_1 = F$$

$$T_2 = Q$$

Forța F (respectiv M_1 , T_1) determină în secțiunile arcului disc eforturile unitare axiale σ_t și σ_r și eforturi de forfecare τ (fig. 3.35). Deoarece eforturile unitare σ_r și τ sunt neglijabile în comparație cu eforturile tangențiale σ_t (maxime pe d_2), calculul de rezistență al arcului se face pentru eforturile $\sigma_{t \max}$ folosind relația:

$$\sigma_{t \max} = \frac{4 \cdot E \cdot f}{(1 - \mu^2) \cdot k_1 \cdot d_1^2} \left[k_1 \left(h - \frac{f}{2} \right) + k_3 \cdot s \right] \quad (3.20)$$

unde: E - modulul de elasticitate al materialului; μ - coeficientul lui Poisson; f - deformația arcului în dreptul diametrului d_2 ; S - grosimea discului; k_1 , k_2 , k_3 - coeficienți de formă cu valorile:

$$k_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(1 - \frac{d_2}{d_1}\right)^2}{\frac{d_1 + d_2}{d_1 - d_2} - \frac{1}{\ln \frac{d_1}{d_2}}}; \quad k_2 = \frac{6}{\pi \cdot \ln \frac{d_1}{d_2}} \cdot \left(\frac{\frac{d_1}{d_2} - 1}{\ln \frac{d_1}{d_2}} - 1 \right); \quad k_3 = \frac{3}{\pi \cdot \ln \frac{d_1}{d_2}} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} - 1 \right)$$

Experimental s-a constatat că, în timpul deformării, generatoarele arcului disc rămân practic rectilinii, iar lamelele de debreiere se încovoie între circumferințele d_2 și d_3 comportându-se ca niște pârghii încastrate în arcul disc de aceea deformațiile din timpul debreierii se vor determina în două etape: în prima etapă se calculează deformația care provine din deformația arcului disc în ipoteza că brațele sunt rigide, iar în a doua etapă se însumează deformația suplimentară de încovoiere a brațelor.

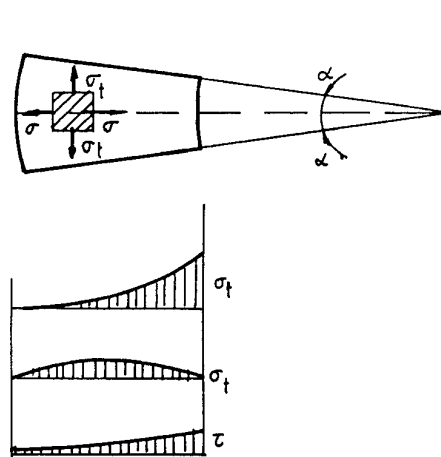


Fig. 3.35. Stările de tensiune din arcul diafragmă

Deformația arcului disc încărcat cu sarcină uniform distribuită pe circumferințele de diametre d_1 și d_2 se face cu relația:

$$F = \frac{4 \cdot E \cdot S \cdot f}{(1 - \mu^2) \cdot k_1 \cdot d_1^2} \left[\left(h - f \right) \left(h - \frac{f}{2} \right) + S^2 \right], \quad (3.21)$$

care reprezintă caracteristica de elasticitate a arcului disc în timpul cuplării.

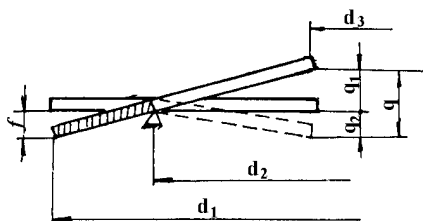


Fig. 3.36. Schema pentru calculul deformațiilor

Pentru calculul deformațiilor în timpul debreierii se folosește modelul din figura 3.36, unde:

$$q = q_1 + q_2,$$

cu:

$$q_1 = f \cdot \frac{d_2 - d_3}{d_1 - d_2} \quad \text{și}$$

$$q_2 = \frac{\psi \cdot Q \cdot (d_2 - d_3)^3}{24 \cdot z \cdot E \cdot I} \quad (3.22)$$

$$\text{unde: } I = \frac{b \cdot s^3}{12} \quad \text{este momentul de}$$

inertie al secțiunii lamelei; b - baza mare a lamelei; ψ - coeficient de formă al lamelei, care are valorile din tabelul 3.3.

Tabelul 3.3.

Valorile coeficientului de formă ψ

b/b_1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6
ψ	1,315	1,315	1,250	1,202	1,160	1,121

Pentru forța Q , din condiția de echilibru a forțelor (fig. 3.34), se obține:

$$Q = F \cdot \frac{d_1 - d_2}{d_2 - d_3} \quad (3.23)$$

Pentru trasarea caracteristicii elastice a arcului diafragmă se procedează astfel:

- se verifică cu relația (3.20), efortul tangențial maxim când discul este aplatisat ($f = h$) și se compară cu $\sigma_{ad} = 20$ MPa;
- se calculează mărimile din tabelul 3.4 pentru diferite valori ale săgeții cuprinse între $f = 0$ și $f = 1,7 \cdot h$.

Tabelul 3.4

Mărimile caracteristicii elastice a arcului diafragmă

Mărimea calculată	f	F	Q	q_1	q_2	q
Numărul relației	-	3.21	3.23	3.22		

- se trasează graficele $F(f)$; $Q(q_1)$ și $Q(q)$, figura 3.37;
- se stabilesc pozițiile A și B : funcționare pe diagrama forței la platou $F(f)$;
- se stabilesc pozițiile a și b pe diagrama forței la manșonul de decuplare.

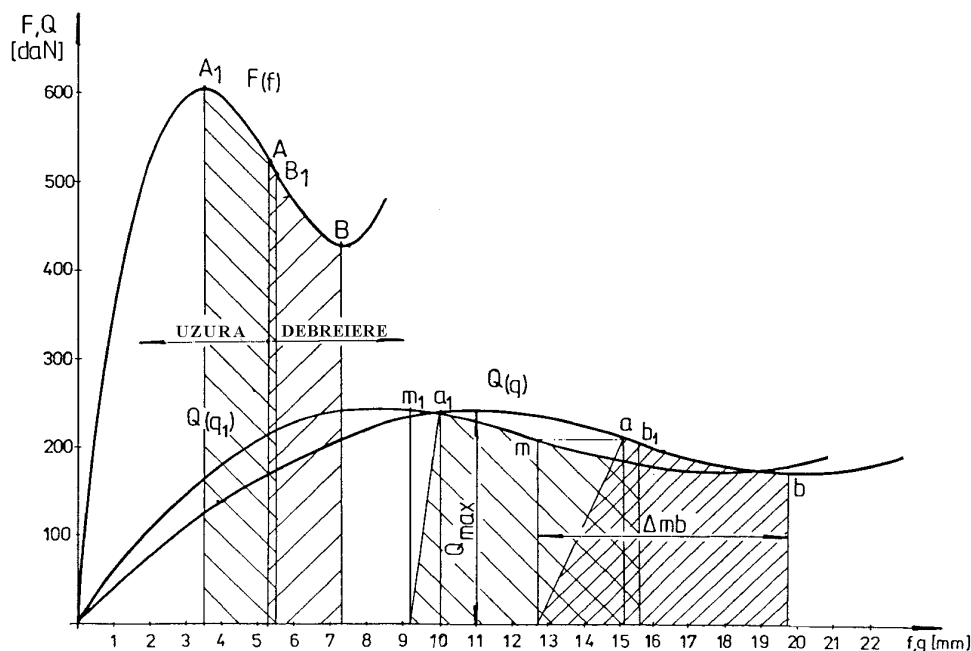


Fig. 3.37. Caracteristica elastica a arcului diafragmă

Pe diagrama forței la discul de presiune $F = F(f)$ se stabilește punctul A , când ambreiajul este cuplat și discul condus are grosime maximă, și punctul B , care corespunde poziției decuplat pentru o cursă de retragere adoptată ΔAB , când se consideră că decuplarea este completă. Se stabilesc punctele a și b pe diagrama forței de ambreiere $Q = f(q)$. Punctul a corespunde poziției A din curba forței la discul de presiune, iar punctul b reprezintă poziția corespunzătoare punctului B de pe aceeași curbă. Se trasează dreapta ma care reprezintă cursa datorată elasticității lamelor.

Se determină cursa la rulmentul de presiune Δmb în funcție de cursa de retragere adoptată ΔAB .

Se repetă și pentru poziția cea mai defavorabilă din punct de vedere al forței și rezultă forța maximă necesară la rulmentul de presiune.

Prin această metodă grafoanalitică rezultă:

- cursa la manșonului de decuplare Δmb_{min} ;
- forța la manșonul de decuplare Q_{min} .

b. Calculul arcurilor periferice. Arcurile periferice sunt arcuri elicoidale din sârma trasă cu secțiune circulară și cu caracteristică liniară. Notarea elementelor geometrice ale arcului se face ca în figura 3.38. În figura 3.39 este reprezentată schematic comportarea elastică a arcului la compresiune.

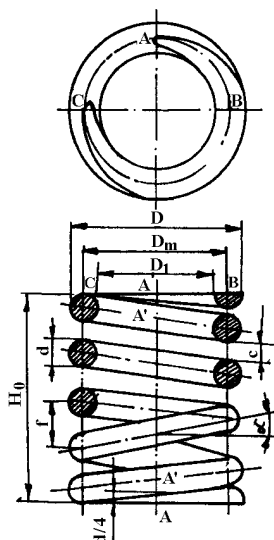


Fig. 3.38. Elemente geometrice ale arcurilor elicoidale

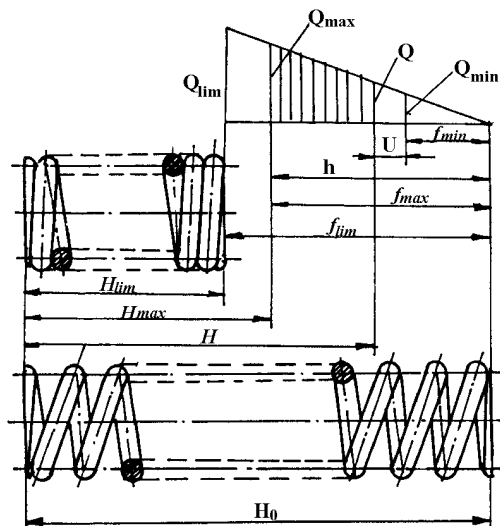


Fig.3.39. Caracteristica elastică a arcurilor elicoidale

Pentru calculul de rezistență și dimensionare a arcurilor de presiune, în tabelul 3.5 sunt prezentate mărimile de calcul și relațiile utilizate.

S-au utilizat notațiile:

Q_{lim} – forța de comprimare când arcul este blocat (spiră pe spiră);

Q_{max} – forța maximă de calcul a arcului (apare când ambreiajul este decuplat);

Q – forța elastică a acului în stare cuplată (arc pretensionat) a ambreiajului;

Q_{min} – forța elastică după uzarea maximă a garniturilor de frecare;

$f_{lim}, f_{max}, f_{min}$ – săgeți corespunzătoare forțelor $Q_{lim}, Q_{max}, Q_{min}$;

$H_{lim}, H_{max}, H_{min}$ – lungimile arcului corespunzător forțelor $Q_{lim}, Q_{max}, Q_{min}$;

h – cursa activă a arcului corespunzătoare între poziția cuplat și poziția decuplat.

3.4. Calculul părților conducătoare și conduse ale ambreiajului

3.4.1. Calculul părții conducătoare

Calculul părții conducătoare cuprinde calculul discului de presiune și al elementelor de fixare ale discului de presiune de carcasa ambreiajului.

Relatii pentru calculul arcurilor de presiune

Relații pentru calculul arcurilor de presare														
Nr. crt.	Mărimea calculată								Relația de calcul					
1	Efortul unitar de torsiune								$\tau = \frac{8 \cdot k \cdot D_m \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d^3}$					
2	Forța maximă								$Q_{\max} = (1,15 \dots 1,25) Q$					
3	Forța în stare cuplată a ambreiajului								$Q = \frac{\beta \cdot M_m}{z \cdot \mu \cdot i \cdot R_{med}}$					
4	Valorile coeficientului de corecție k													
	D/d	2,5	3	4	5	6	7	8						
	k	1,70	1,55	1,39	1,29	1,21	1,20	1,18						
5	Diametrul necesar al sârmei de arc								$d = \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot c \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot \tau_a}}$					
6	Indicele arcului								$c = \frac{D_m}{d} = 5 \dots 8$					
7	Diametrul pentru arcuri din sârmă trasă de oțel [mm]													
	Sârma trasă din oțel carbon de calitate pentru arcuri													
	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	-	-	-	-
	Sârma trasă din oțel aliat pentru arcuri													
	3,0	3,2	3,5	3,6	4,0	4,5	5,5	5,6	6,0	6,3	6,5	7,0	7,5	8,0
8	Numărul de spire active								$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot h}{8 \cdot D_m^2 \cdot (Q_{\max} - Q)}$					
9	Cursa activă a arcului								$h = \Delta s \cdot i; i = \text{nr. suprafețe de frecare}$					
10	Jocul la decuplarea suprafețelor învecinate								$\Delta s = 0,5 \dots 0,75 \text{ la ambreiaje monodisc}$ $\Delta s = 0,3 \dots 0,5 \text{ la ambreiaje bidisc}$					
11	Săgeata maximă a arcului (la decuplarea ambreiajului)								$f_{\max} = \frac{8 \cdot Q_{\max} \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$					
12	Săgeata arcului în stare cuplată a ambreiajului								$f = \frac{8 \cdot Q \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$					
13	Numărul total de spire								$n_t = n + 2$					
14	Lungimea arcului în stare liberă								$H_0 = (n_t - 0,5) d + 0,5 n \cdot h + f$					
15	Condiția de stabilitate a arcului la flambare								$\frac{H_o}{D_m} \leq 3$					
16	Uzura admisă garniturilor								$U = (1,5 \dots 2) i$					
17	Scăderea forței arcurilor în stare uzată								$\Delta Q = Q \cdot \frac{U}{f}$					
18	Coeficientul de siguranță al ambreiajului uzat								$\beta_u = \frac{\mu \cdot i \cdot R_{med} \cdot (Q - \Delta Q)}{M_M} \geq 1$					

a. Dimensionarea discului de presiune. Funcțional, discul de presiune reprezintă dispozitivul de aplicare a forței arcurilor pe suprafața de frecare, componentă a părții conducătoare pentru transmiterea momentului, suport pentru arcuri și eventualele pârgii de debreiere și masă metalică pentru preluarea căldurii rezultate în procesul patinării ambreiajului. Față de aceste funcții, predimensionarea lui se face din condiția preluării căldurii revenite în timpul patinării fără încălziri periculoase.

Asimilând discul condus cu un corp cilindric cu dimensiunile bazei: raza exterioară $r_{ed}=R_e+(3...5)$ mm, raza interioară $r_{id}=R_i-(3...5)$ mm, R_e , R_i fiind razele exterioară, respectiv interioară ale discului condus, se obține din relația (3.15), înălțimea necesară a discului de presiune este:

$$h_d = \frac{L \cdot \alpha}{c \cdot \pi \cdot \rho \cdot \Delta t \cdot (r_{ed}^2 - r_{id}^2)}, \quad (3.23)$$

unde, față de mărimile amintite la relația (3.15), ρ este masa specifică a discului de presiune.

Grosimea determinată reprezintă o valoare minimă; fața exterioară a discului este profilată în vederea creșterii rigidității, a generării unui curent intens de aer pentru răcire și pentru a permite legăturile cu elementele de care se cuplează.

b. Calculul elementelor de legătură. Legăturile permanente ale discului de presiune sunt cu carcasa ambreiajului, de la care primește momentul de torsiune al motorului. Această legătură trebuie să asigure, în afara rigidizării în rotație a pieselor, și mobilități relative axiale necesare cuplării, decuplării și compensării uzurii garniturilor. În figura 3.40 sunt prezentate schemele de calcul în trei variante constructive.

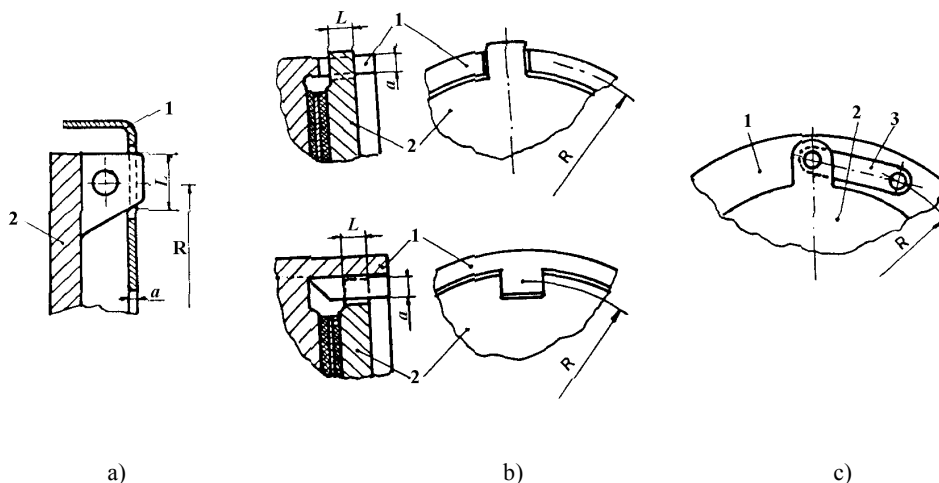


Fig.3.40. Soluții de fixare între discul de presiune și carcasa ambreiajului:

a)- fixarea prin umăr; b)- fixarea prin canelură; c)- fixarea prin bride

La fixarea prin umăr (fig. 3.40, a), solicitarea de dimensionare este de strivire între carcasa 1 și umărul discului de presiune 2. Dacă R este raza medie de dispunere a umerilor și z – numărul de umeri, atunci efortul unitar efectiv de strivire este:

$$\sigma_s = \frac{M_a}{z \cdot A \cdot R} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot a \cdot L \cdot R} \quad (3.24)$$

unde $A=aL$ este aria de strivire; R - raza medie de dispunere a umerilor.

Fixarea cu canelură (fig. 3.40, b), poate fi făcută cu canelura aparținând discului sau cu canelura aparținând carcasei. În ambele situații calculul se face pentru solicitarea de strivire pe flancurile canelurilor și pentru solicitarea de forfecare la baza canelurilor cu relațiile:

$$\begin{aligned} \text{-pentru strivire: } \sigma_s &= \frac{M_a}{z \cdot A_s \cdot R} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot a \cdot L \cdot R}, \\ \text{-pentru forfecare: } \tau_f &= \frac{M_a}{z \cdot A_f \cdot R} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot a \cdot h \cdot R}, \end{aligned} \quad (3.25)$$

unde $A_s=aL$ este aria de strivire; $A_f=ah$ – aria de forfecare; z - numărul canelurilor de fixare; R - raza medie de dispunere a canelurilor.

La legătura prin bride (fig.3.40, c), calculul cuprinde calculul niturilor de fixare a bridelor elastice de carcasă și respectiv de discul de presiune cu relațiile:

$$\begin{aligned} \text{- pentru strivire: } \sigma_s &= \frac{M_a}{z \cdot A_s \cdot R} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot d \cdot g \cdot R}, \\ \text{- pentru forfecare: } \tau_f &= \frac{M_a}{z \cdot A_f \cdot R} = \frac{4 \cdot \beta \cdot M_M}{z \cdot \pi \cdot d^4 \cdot R} \end{aligned} \quad (3.6)$$

unde $A_s=dg$ este aria de strivire; $A_f=\frac{\pi \cdot d^4}{4}$ - aria de forfecare; d - diametrul nitului; g -grosimea bridei; R -raza medie de dispunere a bridelor; z - numărul bridelor.

3.4.2. Calculul părții conduse

Calculul părții conduse cuprinde calculul arborelui condus, calculul legăturii dintre arborele ambreiajului și butucul discului condus și calculul arcurilor elementului elastic suplimentar.

a) Calculul arborelui ambreiajului. Dimensionarea arborelui ambreiajului se face din condiția de rezistență la solicitarea de torsiune determinată de acțiunea momentului motor, diametrul de predimensionare fiind dat de relația:

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_M}{0,2 \cdot \tau_{at}}}, \quad (3.27)$$

unde τ_{at} este efortul unitar admisibil pentru solicitarea de torsiune. Valoarea definitivă a diametrului urmează a fi determinată în funcție de dimensiunile standardizate ale arborilor canelați, de diametrul D_i determinat, reprezentând

diametrul de fund necesar canelurilor adoptate. Se utilizează canelurile triunghiulare (STAS 7346-85), care pot prelua sarcini și cu șoc, centrarea realizându-se pe flancuri. Pentru cazul ambreiajelor ce urmează să transmită fluxuri mari de putere se recomandă caneluri în evolventă (STAS 6858-85), cu centrare pe flancuri. Adoptând seria canelurilor după diametrul interior necesar rezultă și ceilalți parametri necesari calculului îmbinării.

b. Calculul îmbinării dintre butucul discului condus cu arborele ambreiajului. Calculul îmbinării dintre arbore și butuc se face pentru strivire pe flancurile canelurilor cu relația:

$$\sigma_s = k \cdot \frac{2 \cdot \beta \cdot M_M}{D_d \cdot h \cdot z \cdot L} \leq \sigma_{as} \quad (3.28)$$

în care: k este coeficientul de repartizare a sarcinii pe caneluri; se adoptă $k=1/0,5$ pentru caneluri triunghiulare și $k=1/0,75$ pentru caneluri în evolventă; D_d -diametrul mediu al canelurilor, $D_d = \frac{D_e + D_i}{2}$; h -înălțimea portantă a canelurii, $h = \frac{D_e - D_i}{2}$; z -numărul de caneluri; L -lungimea de îmbinare cu butucul discului condus.

c. Calculul arcurilor elementului elastic suplimentar. Pentru calculul arcurilor care formează elementul elastic suplimentar, momentul limită care le soliciță și care limitează rigiditatea lor minimă se consideră a fi momentul capabil atingerii limitei de aderență la roților motoare ale automobilului dat de relația:

$$M_c = \frac{G_{ad} \cdot \varphi \cdot r_d}{i_{cv1} \cdot i_o}, \quad (3.29)$$

în care G_{ad} este greutatea aderentă; $\varphi = 0,8$ –coeficientul de aderență; r_d -raza dinamică a roților; i_{cv1} -raportul de transmitere în prima treaptă a cutiei de viteze; i_o -raportul de transmitere al punții motoare.

Dacă R_{med} este raza medie de dispunere a arcurilor și dacă se consideră că toate arcurile (z -numărul de arcuri) participă în mod egal la preluarea momentului de calcul, forța de calcul este:

$$F_c = \frac{M_c}{z \cdot R_{med}} \quad (3.30)$$

Din condiția ca amplitudinea unghiulară pe care trebuie să o admită elementul elastic să se situeze în intervalul $\theta = \pm(7...10)^\circ$ se obține pentru săgeata arcului valoarea maximă:

$$f_{\max} = R_{med} \cdot \sin \theta \quad (3.31)$$

În continuare, calculul arcurilor se face după metodologia ce decurge din parcurgerea tabelului 3.5, cu recomandările următoare: indicele arcului $c=4...5$; diametrul sârmei de arc $d=2,5...4$ mm; numărul total de spire $n_t < 6$.

Capetele arcurilor se sprijină pe ferestrele executate în disc și în butuc (fig.3.41).

Lungimea ferestrelor se face mai mică decât lungimea liberă a arcurilor cu aproximativ 15...20%, astfel încât la montare arcurile se pretensionează.

Pentru dimensionarea ferestrelor se recomandă următoarele valori: $l_f = 25 \dots 27$ mm; $R_e = 40 \dots 60$ mm; $a = 1,4 \dots 1,6$ mm; înclinarea capetelor $1 \dots 1,5^\circ$.

Tăietura în butuc $B = d + \lambda_r + \lambda_m$, în care: d este diametrul limitatorului, $d = 8 \dots 10$ mm; λ_r și λ_m – jocurile dintre limitatori și butuc, care caracterizează deformația maximă a arcurilor la transmiterea momentului în sensul de la roată spre motor (λ_r) și la transmiterea momentului de la motor la roată (λ_m); λ_r și λ_m se adoptă în limitele $2 \dots 2,5$ mm.

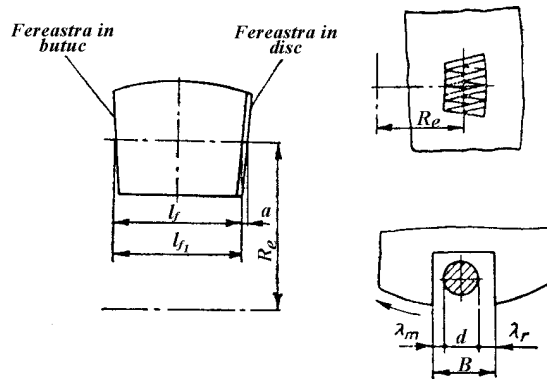


Fig.3.41. Parametrii constructivi ai elementului elastic suplimentar

3.5. Calculul sistemului de acționare a ambreiajului

Calculul sistemelor de acționare se face în scopul determinării parametrilor acestuia în condițiile în care forța de acționare exercitată de conducător asupra pedalei ambreiajului și cursa pedalei trebuie să se situeze în limite ergonomice. Calculul se desfășoară în două etape, prima etapă fiind cea de dimensionare cinematică a sistemelor de comandă. Următoarea etapă, după dimensionarea cinematică, cuprinde calculul de rezistență (dimensionare și/sau verificare), când în funcție de mărimile de intrare în sistem – forța la pedală și de caracteristice cinemate ale sistemului, se determină forțele și momentele din elementele componente, se identifică solicitările și se efectuează calculele după metodele de calcul al organelor de mașini.

3.5.1. Dimensionarea cinematică a sistemelor de acționare

a. Acționarea mecanică. La acest sistem (fig.3.42), forța F_p se transmite de la pedala 1 prin cablul 2 la furca 3, care acționează manșonul de decuplare 4. De la manșonul de decuplare forța se transmite discului de presiune prin intermediul pârghiilor de debreiere.

Raportul de transmitere al mecanismului cu acționare mecanică este:

$$i_m = i_p \cdot i_d = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_3}{L_4} \quad (3.32)$$

Deplasarea totală a manșonului de decuplare S_m este formată din cursa liberă S și cea de lucru (activă), necesară deplasării discului de presiune exterior cu distanța Δh , adică:

$$S_m = S + S_a = S + \Delta h \cdot \frac{L_5}{L_6} \quad (3.33)$$

unde: $\Delta h = \Delta S \cdot i$, cu ΔS distanța dintre două suprafețe de frecare; i - numărul suprafețelor de frecare.

Cursa totală a pedalei de acționare a ambreiajului se determină cu relația:

$$S_p = \left(S + \Delta S \cdot i \cdot \frac{L_5}{L_6} \right) \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_3}{L_4} \quad (3.34)$$

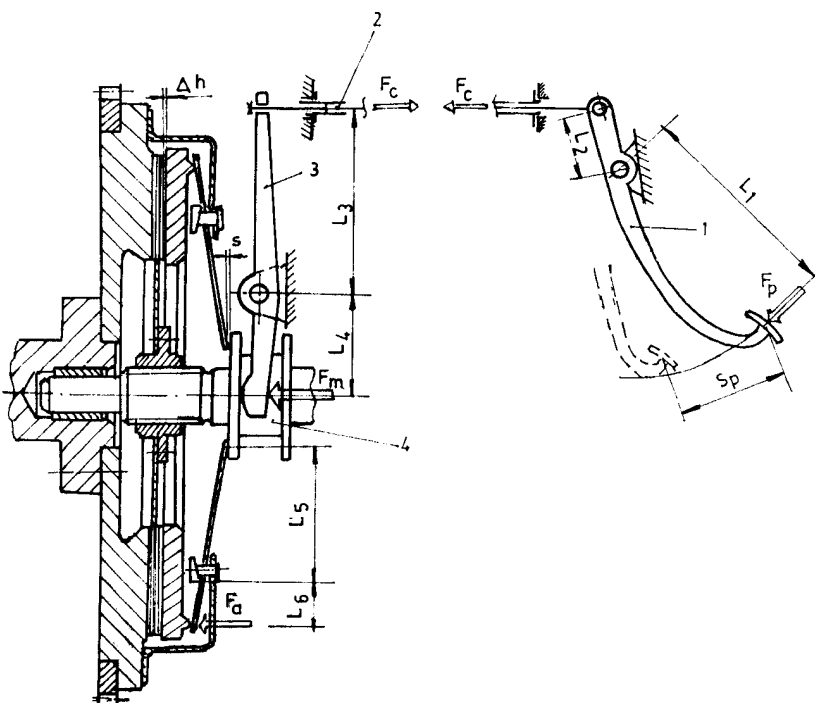


Fig. 3.42. Sistem cu acționare mecanică

Forța de apăsare pe pedală F_p , necesară decuplării complete a ambreiajului, se determină cu relația:

$$F_p = \frac{F_m}{i_m} = \frac{F_a}{i_m \cdot i_{pa}}, \quad (3.35)$$

unde F_m este forța necesară la manșon pentru realizarea stării de decuplare a ambreiajului; F_a - forța de apăsare a arcurilor în starea decuplată a ambreiajului;

$i_{pa} = \frac{L_6}{L_5}$ - raportul de transmitere al pârghiilor de debreiere. În cazul ambreiajelor

cu arc central diafragmă se înlocuiește raportul $F_m = F_a / i_p$ de mai înainte cu valoarea forței Q , determinată de relația (3.23).

b. Acționarea hidraulică. În acest caz sistemul de acționare (fig. 3.43) cuprinde o parte mecanică și o parte hidraulică. Partea mecanică, asemănătoare cazului precedent, este caracterizată prin raportul de transmitere mecanic, i_m , definit conform relației (3.32).

Forța necesară ce trebuie dezvoltată de tija pistonului din cilindrul receptor este dată de relația:

$$F_2 = F_m \cdot \frac{L_3}{L_4}$$

unde F_m este forța necesară la manșon pentru realizarea stării de decuplare a ambreiajului.

Forța de apăsare asupra pistonului din cilindrul pompei centrale este:

$$F_1 = F_p \cdot \frac{L_1}{L_2}, \text{ unde } F_p \text{ este forța de apăsare asupra pedalei.}$$

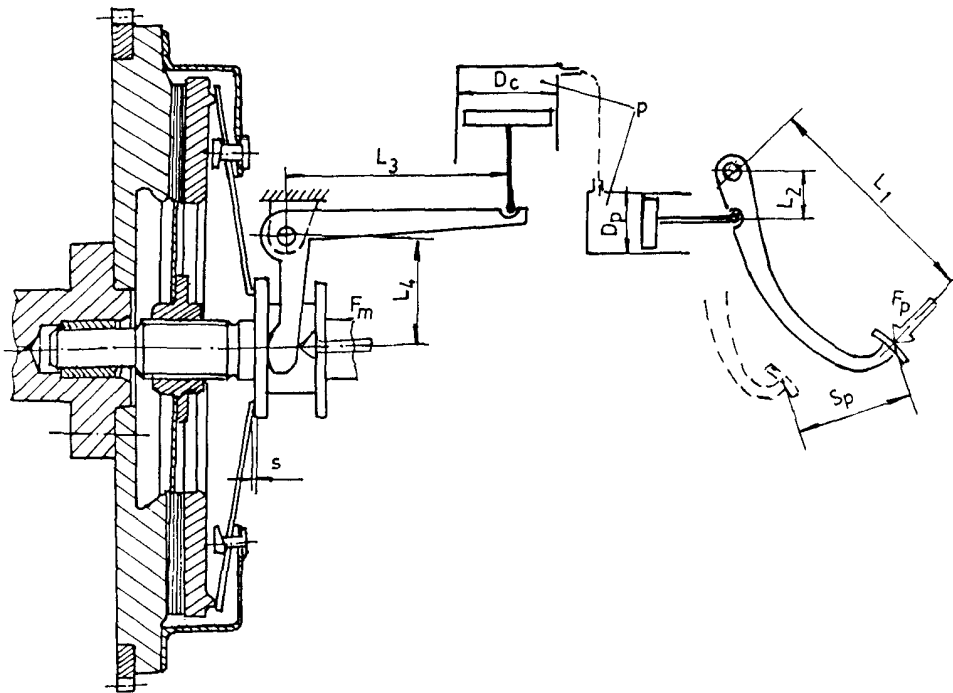


Fig. 3.43. Sistem cu acționare hidraulică

Datorită faptului că presiunea de lucru este redusă, iar conductele de legătură dintre cilindri au lungime relativ mică, se poate neglija deformarea conductelor, iar volumul de lichid refulat din cilindrul pompei centrale se poate considera egal cu volumul generat de pistonul cilindrului receptor. În aceste ipoteze, de pierderi nule de presiune din sistemul hidraulic, conform principiului lui Pascal se poate scrie:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{D_c^2}{D_p^2} = i_h, \quad (3.36)$$

unde i_h , este raportul de transmitere al părții hidraulice. Se obține astfel:

$$F_p = \frac{F_m}{i_m \cdot i_h} \quad (3.37)$$

Cunoscând cursa manșonului de decuplare și considerând că volumul refulat de pompă se regăsește în cilindru receptor, se obține pentru cursa pedalei relația:

$$S_p = S_m \cdot i_m \cdot i_h \quad (3.38)$$

unde S_m este cursa manșonului de decuplare, dată de relația 3.32.

La ambreiajele existente raportul de transmitere are valori între 15...20, iar în cazuri cu totul rare, chiar mai ridicate. Valoarea raportului de transmitere este legată de cursa totală a pedalei ambreiajului, care are limite relativ înguste (120...150 mm). Prin mărirea raportului de transmitere al sistemului de acționare, cursa pedalei de acționare crește. Lucrul mecanic necesar debreierii ambreiajului se recomandă să nu depășească 15...20 N·m. Dacă forța la pedală depășește aceste limite, trebuie să se utilizeze un servomecanism de acționare.

Organele componente ale mecanismului de acționare se verifică, în funcție de tipul solicitărilor la care sunt supuse, după metodele de calcul pentru organe de mașini. Calculul de rezistență al mecanismului de acționare se face considerând forța maximă de acționare de 300...400 N.

Pedala de acționare este solicitată la încovoiere, dacă forța la pedală F_p , acționează în centrul suprafeței de apăsare, sau la încovoiere și torsiune dacă forța acționează excentric.

Cablul de acționare se verifică la solicitarea de întindere, de regulă secțiunea periculoasă fiind situată în zonele filetate de la capete.

Pârghia de debreiere este solicitată la încovoiere, momentul încovoiator maxim fiind determinat prin reducerea în secțiunea periculoasă a forței de la manșon corespunzătoare stării decuplate a ambreiajului.

