

2. TRANSMISII PRIN LANȚ [4; 6; 7; 8; 13; 14; 16; 29; 31]

2.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE FOLOSIRE

Transmisiile prin lanț fac parte din categoria transmisiilor mecanice indirecte și servesc la transmiterea mișcării și a momentului de torsiune între doi sau mai mulți arbori paraleli.

O transmisie prin lanț se compune din *roțile de lanț*, *lanțul* – care înfășoară roțile de lanț și angrenează cu dinții acestora (fig. 2.1) – *dispozitive de întindere*, *dispozitive de ungere și carcase sau apărători de protecție*.

Lanțul este format din zale, articulate între ele, care îi asigură flexibilitatea necesară pentru înfășurarea pe roțile de lanț.

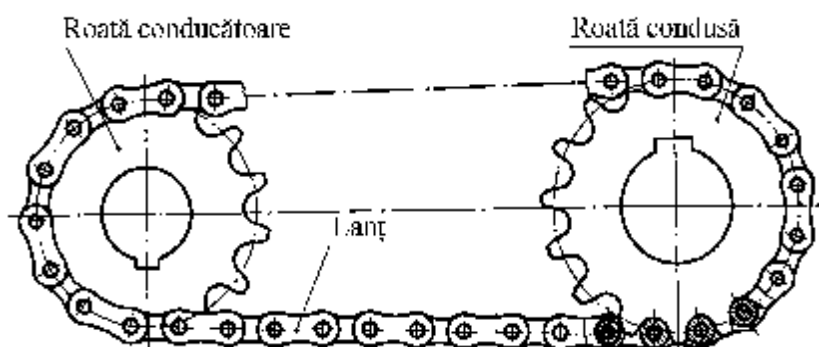


Fig. 2.1

Avantajele transmisiilor prin lanț sunt: posibilitatea folosirii într-un domeniu larg de distanțe între axe; posibilitatea transmiterii unor momente de torsiune mari; realizarea unor rapoarte de transmitere medii constante; randament ridicat ($\eta = 0,96...0,98$); încărcări relativ reduse pe arbori; posibilitatea înlocuirii ușoare a lanțului; posibilitatea transmiterii mișcării la mai mulți arbori conduși; posibilitatea funcționării în condiții grele de exploatare (praf, umiditate, temperaturi ridicate).

Dintre dezavantajele transmisiilor prin lanț, cele mai importante sunt: neuniformitatea mișcării roții (roților) conduse – ca urmare a înfășurării lanțului pe roțile de lanț după un contur poligonal – care produce sarcini dinamice suplimentare, vibrații și zgomot în funcționare; uzura inevitabilă în articulații, care duce la mărirea pasului, impunându-se folosirea dispozitivelor de întindere; necesită o precizie mai ridicată de montare și o întreținere pretențioasă, comparativ cu transmisiile prin curele.

Transmisiile prin lanț se utilizează când se impun distanțe medii între axe, care nu se pot realiza prin angrenaje și când nu este permisă alunecarea, situație în care nu pot fi folosite transmisiile prin curele. Se folosesc în construcția mașinilor agricole, de transport (biciclete, motorete, motocicletă) și la unele utilaje (în siderurgie, în construcții etc.).

2.2. CLASIFICAREA ȘI CARACTERIZAREA LANȚURILOR DE TRANSMISIE

Lanțurile de transmisie se execută cu pași mici, pentru reducerea sarcinilor dinamice și cu articulații rezistente la uzură, pentru mărirea duratei de funcționare.

Lanțurile cu bolțuri (de tip Gall) se execută din eclise și bolțuri (fig. 2.2). Eclisele exterioare 1 se presează pe bolțurile 3, formând cu acestea un cadru, iar eclisele interioare 2 formează articulații cu bolțurile 3 (fig. 2.2, c); capetele bolțurilor se nituiesc. Deoarece suprafața de contact în articulații este redusă, ceea ce duce la o uzură accentuată, aceste lanțuri se recomandă la sarcini mici

și viteze reduse ($v < 0,3$ m/s – pentru lanțurile cu zale scurte, construcție grea; $v < 0,2$ m/s – pentru lanțurile cu zale lungi, construcție ușoară). Se execută cu joc între eclise, în variantele cu eclise simple (fig. 2.2, a) sau multiple (fig. 2.2, b).

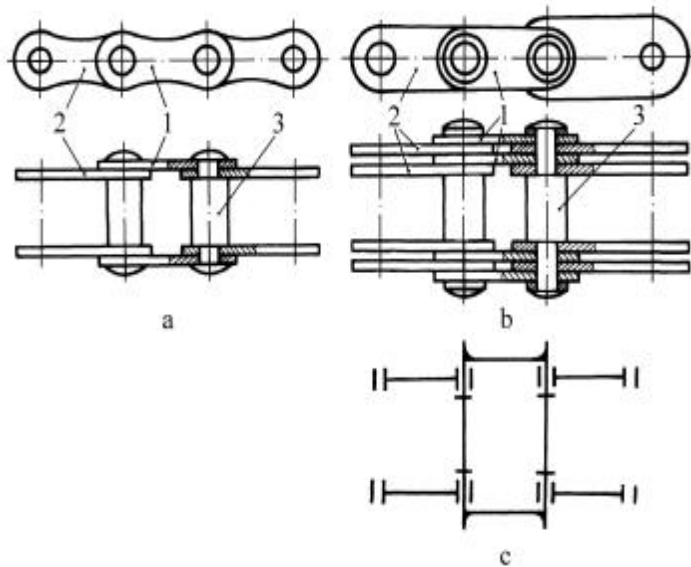


Fig. 2.2

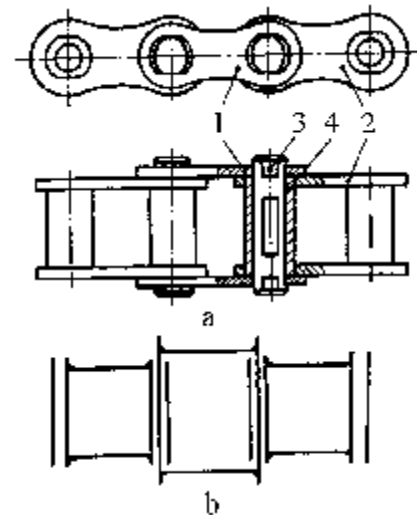


Fig. 2.3

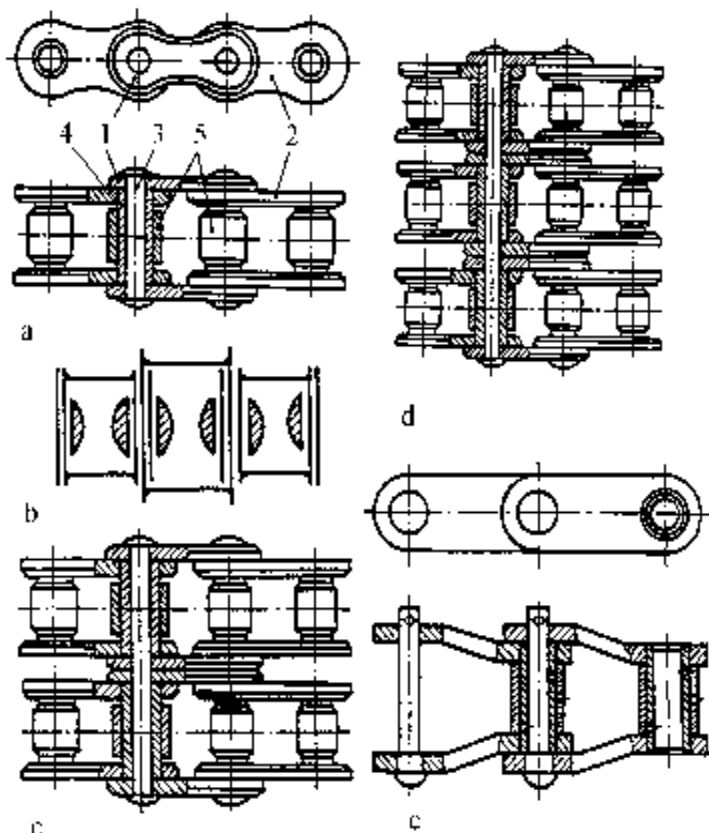


Fig. 2.4

Lanțurile cu bușe (fig. 2.3) se compun din eclise, bolțuri și bușe, eclisele exterioare 1 fiind presate pe bolțurile 3, iar cele interioare 2 pe bușele 4. Din punct de vedere funcțional, eclisele exterioare și bolțurile, respectiv eclisele interioare și bușele, formează elemente cinematice distincte, articulate între ele (fig. 2.3, b). Datorită suprafeței de contact mai mare dintre bolțuri și bușe, aceste lanțuri se recomandă la sarcini medii și viteze sub 3 m/s.

Lanțurile cu role (fig. 2.4) se deosebesc de lanțurile cu bușe datorită roților 5, montate liber pe bușe. Schema funcțională din fig. 2.3, b este completată cu role și este prezentată în fig. 2.4, b.

La aceste transmisii, angrenarea lanțului cu dinții roților de lanț se realizează prin rostogolirea roților pe flancurile dinților, frecarea de alunecare, caracteristică lanțurilor cu bușe, fiind înlocuită cu frecarea de rostogolire, caracterizată prin pierderi

energetice mult mai mici (randamentul transmisiei crește). Lanțurile cu role se folosesc la viteze mai mari, cu uzuri mai reduse ale dinților roților de lanț, decât în cazul lanțurilor cu bușe.

Se execută într-o mare varietate de forme și dimensiuni, pentru a putea fi folosite într-un domeniu larg de sarcini de transmis și viteze de funcționare. Lanțurile de uz general cu role și zale scurte cu un rând de zale (fig. 2.4, a), cu două rânduri de zale (fig. 2.4, c) și cu trei rânduri de zale (fig. 2.4, d) se utilizează la sarcini mari și viteze $v \leq 15\text{m/s}$; pentru biciclete, motorete și motocicletă, se folosesc lanțurile cu role și zale scurte cu $p = 12,70\text{ mm}$. La sarcini mari, cu șocuri frecvente și viteze mici sau medii se folosesc lanțurile de tip Rotary, cu eclise cotite (fig. 2.4, e), iar la sarcini și viteze medii, lanțurile cu role și zale lungi.

Pentru realizarea unei mișcări cât mai uniforme a roții (roților) conduse, se evită folosirea lanțurilor cu pași mari, preferându-se lanțurile cu două rânduri (lanțuri duble) sau cu trei rânduri (lanțuri triple), cu pași mici (v. fig. 2.4, c și d).

La formarea sau la scurtarea lanțului, se folosesc zalele de legătură, asigurate axial prin presarea eclisei pe bolț (fig. 2.5, a), utilizarea unui sistem elastic de siguranță (fig. 2.5, b) sau prin utilizarea cuielor spintecate (fig. 2.5, c). La un număr impar de zale, la lanțurile cu bușe și cu role, se folosesc eclise speciale de legătură (fig. 2.5, d), fapt pentru care se recomandă, pentru aceste lanțuri, folosirea unui număr par de zale. La lanțurile Rotary nu se impune această recomandare, datorită formei ecliselor.

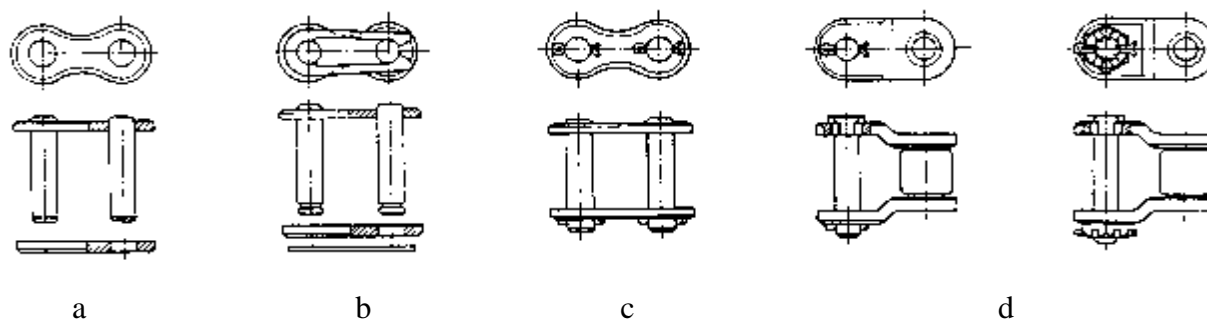


Fig. 2.5

Formarea și tehnologia de execuție a elementelor componente ale lanțului sunt simple, bolțurile, bușele, eclisele și rolele executându-se pe mașini de precizie și productivitate ridicate.

Bolțurile se execută cilindric, iar la lanțurile cu pași mari, pentru a se evita rotirea ecliselor exterioare, se execută, în zona de capăt (la îmbinarea bolțului cu eclisa), aplatizări (v. fig. 2.3, a).

Bușele se execută din țevă sau în construcție sudată, pentru lanțurile de dimensiuni mari, se vor prevedea și aplatizări pentru evitarea rotirii ecliselor interioare față de bușe; și rolele se execută din țevă.

Eclisele, executate prin ștanțare, au un contur în formă de 8, pentru a se apropia de un corp de egală rezistență la tracțiune.

Lanțuri cu eclise dințate (fig. 2.6...2.8) sunt formate din mai multe rânduri de eclise, care au la capete dinții și sunt articulate prin bolțuri. Dinții ecliselor angrenează cu dinții roților de lanț. Cel mai frecvent, atât dinții roților de lanț cât și dinții ecliselor au profilul trapezoidal, flancurile acestora fiind rectilinii, dar există și construcții la care profilul dinților roților de lanț este în arc de cerc sau în evolventă.

Îmbinarea capetelor lanțului se realizează cu ajutorul bolțurilor de legătură, care realizează fixarea axială a ecliselor cu ajutorul cuielor spintecate.

Pentru a se evita alunecarea laterală a lanțului (de-a lungul dinților roților de lanț), acesta se ghidează axial față de roată (roți) cu ajutorul unor eclise centrale, executate sub forma unor plăcuțe (fig. 2.6, a), care intră într-un canal central executat la mijlocul roții de lanț (fig. 2.6, c) sau cu ajutorul unor eclise laterale de ghidare (fig. 2.6, b), pentru care nu sunt necesare canale de ghidare (fig. 2.6, d).

Ca și la celelalte tipuri de lanțuri, durabilitatea depinde de rezistența la uzură a articulațiilor lanțului.

Posibilitățile de obținere a articulațiilor bolț-eclise sunt următoarele:

- bolțurile și eclisele formează articulații, prin contact direct sau prin contactul dintre bușe presate la capete pentru grupuri de două (fig. 2.6, a și b) sau trei eclise. Suprafața de contact, în acest caz, este relativ mică, asemănătoare cu cea realizată la lanțurile Gall (v. fig. 2.2), fapt pentru care soluția nu este agreată tehnic, din cauza uzurilor pronunțate, frecarea în zona de contact fiind de alunecare;

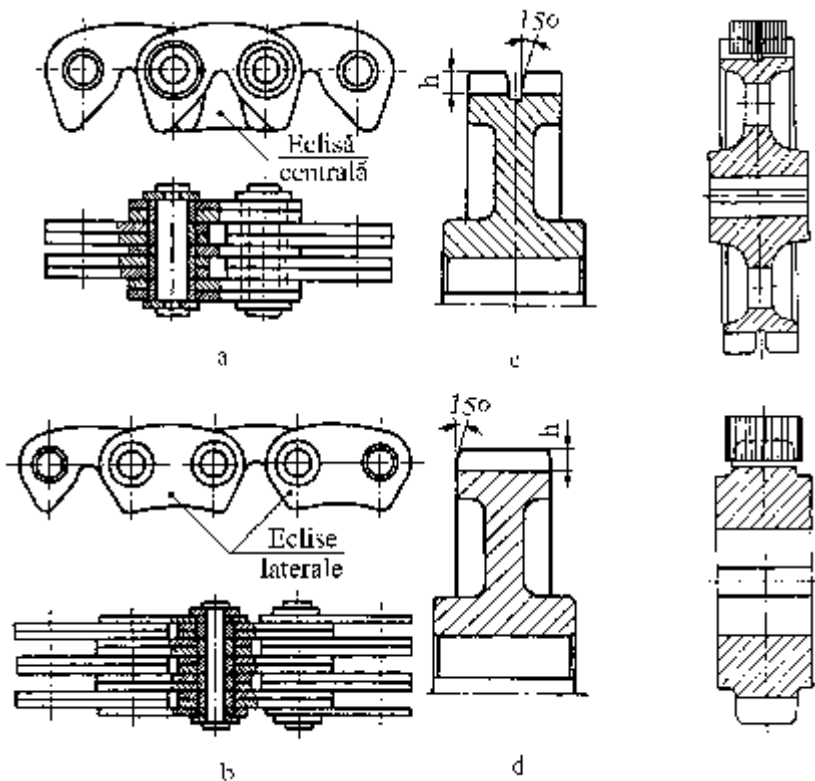


Fig. 2.6

- articulațiile realizate cu ajutorul bolțurilor cilindrice și a unor bușe segmentate (fig. 2.7), care asigură o suprafață de contact mai mare între piesele aflate în mișcare relativă, măbind capacitatea de încărcare a transmisiei; bușă segmentată 1 este presată în locașul executat în eclisa 3, iar bușă segmentată 2 este presată în locașul executat în eclisa 4; pentru ca zalele să se poată roți relativ – la intrarea și ieșirea lanțului în și din contact

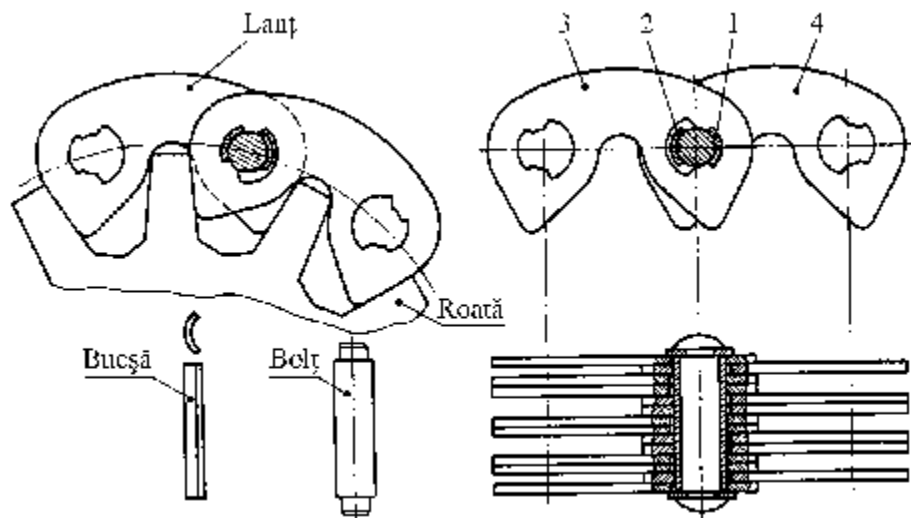


Fig. 2.7

cu dinții roților de lanț – în eclise se execută niște locașuri mai mari, în zona diametral opusă celei în care este presat segmentul de bucușă;

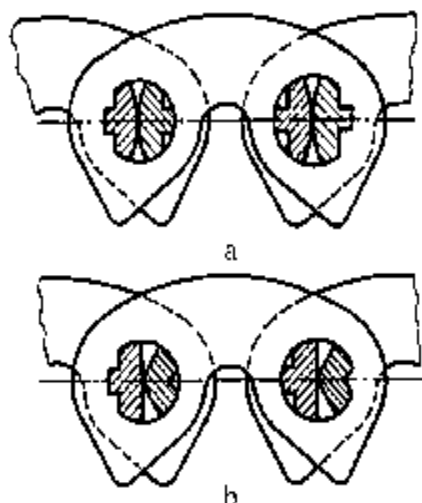


Fig. 2.8

- articulațiile formate din prisme (fig. 2.8, a) înlocuiesc frecarea de alunecare prin frecare cu rostogolire, reducându-se mult uzurile și deci mărindu-se durabilitatea transmisiei; articulațiile lanțului din fig. 2.8, b sunt de tip cântar; indiferent de forma celor două prisme care formează articulația, fiecare fiind solidară cu eclisele unei zale, este posibilă rotirea relativă dintre zale.

La transmisiile prin lanțuri cu eclise dințate, contactul dintre dinții roților de lanț și lanț se realizează pe fețele frontale ale dinților ecliselor, fapt pentru care sarcinile dinamice în transmisie sunt mai mici decât la lanțurile clasice (la care contactul se realizează între dinți și role sau bucușe), aceste lanțuri utilizându-se la viteze mai mari ($v_a \leq 30$ m/s).

2.3. ELEMENTE CINEMATICE ȘI GEOMETRICE

Viteza medie a lanțului, în m/s, se determină cu relația

$$v_m = \frac{z p n}{60 \cdot 1000} \leq v_a, \quad (2.1)$$

în care: z este numărul de dinți ai roții de lanț, p – pasul lanțului, în mm; n – turația roții de lanț, în rot/min; v_a – viteza admisibilă a lanțului.

Viteza instantanee a lanțului, pentru o viteză unghiulară a roții de lanț conducătoare constantă, este variabilă, datorită faptului că lanțul înfășoară roțile după un contur poligonal. În fig. 2.9, a...d este prezentată succesiunea fazelor caracteristice procesului angrenării dintre un dinte al roții conducătoare și lanț, la o rotire a roții cu un unghi la centru corespunzător unui pas, de $360^\circ/z$.

La intrarea rolei lanțului în contact cu dintele roții, în punctul 1 (fig. 2.9, a), viteza periferică constantă a roții v_p se transmite articulației lanțului, a cărei mișcare poate fi privită ca o deplasare după două direcții: o direcție longitudinală (în lungul ramurii lanțului) și alta normală pe ramura lanțului (punctul 2 din fig. 2.9, b). Pe aceste direcții, articulația lanțului se deplasează cu vitezele v_l , respectiv v_n , viteze care sunt componentele vitezei v_p a roții.

În raport cu unghiul φ dintre normala la direcția ramurii lanțului și raza vectorie a articulației (v. fig. 2.9, b), cele două componente ale vitezei se calculează cu relațiile:

$$\begin{aligned} v_l &= v_p \cos \varphi = \omega \frac{D_{d1}}{2} \cos \varphi; \\ v_n &= v_p \sin \varphi = \omega \frac{D_{d1}}{2} \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.2)$$

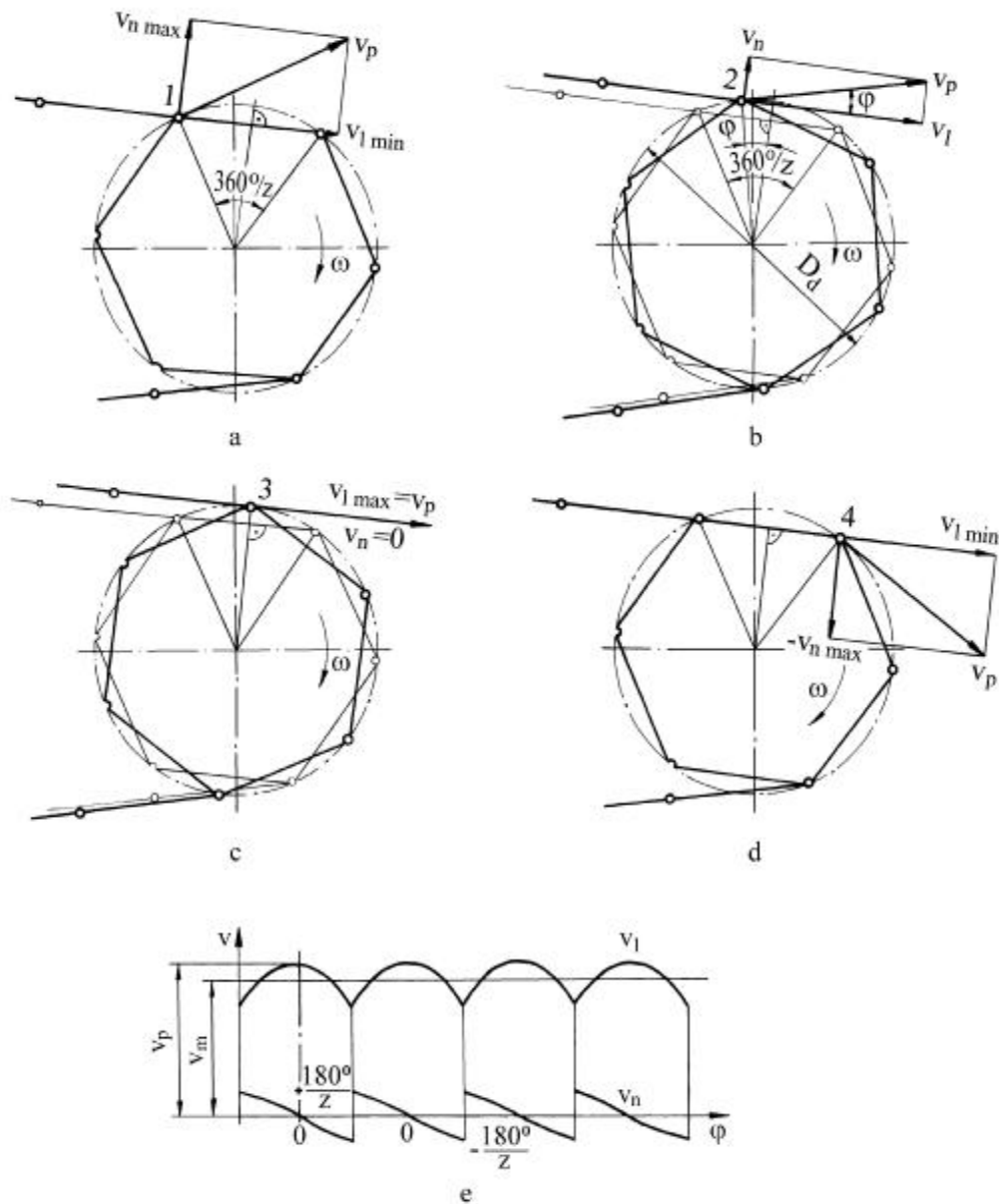


Fig. 2.9

Când articulația ajunge – după rotirea roții cu unghiul $180^{\circ}/z$ – în punctul 3 (fig. 2.9, c), unghiul $\varphi = 0$, deoarece raza vectorie a articulației coincide cu normala la ramura lanțului. În acest punct viteza v_l are valoarea maximă $v_{l \max}$, egală cu viteza periferică a roții v_p , viteza normală v_n devenind nulă.

După ce articulația depășește punctul 3, componenta v_l se micșorează, păstrându-și direcția și sensul, iar componenta v_n își schimbă sensul, astfel încât în punctul 4 (fig. 2.9, d), după rotirea roții cu unghiul $360^{\circ}/z$, la unghiul $\varphi = 180^{\circ}/z$, viteza v_l are valoarea minimă $v_{l \min}$, egală cu cea din punctul de intrare 1, iar viteza v_n are valoarea maximă $-v_{n \max}$, egală și de sens contrar celei din punctul de intrare 1.

Relațiile (2.2) sunt reprezentate grafic în fig. 2.9, e, ținând seama de intervalul de variație al unghiului φ , între $\varphi_{\max} = +180^\circ/z$ și $\varphi_{\min} = -180^\circ/z$, corespunzător rotirii roții cu un unghi de $360^\circ/z$. Pe acest interval, viteza v_l prezintă o creștere de la o valoare minimă $v_{l\min}$ (la $\varphi = 180^\circ/z$) la o valoare maximă $v_{l\max} = v_p$ (la $\varphi = 0$), apoi o descreștere la aceeași valoare $v_{l\min}$. Această variație este ciclică, repetându-se pe fiecare interval de rotație egal cu $360^\circ/z$ și produce accelerări și decelerări ale lanțului, introducând sarcini dinamice în transmisie. În aceste condiții, roata condusă va avea o mișcare de rotație neuniformă ($\omega_2 \neq \text{const.}$), preluând accelerările și decelerările lanțului.

Pe același interval, viteza normală v_n variază între $v_{n\max}$ și $-v_{n\max}$, introducând oscilații ale ramurii lanțului. La reluarea ciclului, în momentul intrării unei noi zale în contact cu dintele roții conducătoare, datorită saltului vitezei v_n de la $-v_{n\max}$ la $v_{n\max}$, acest contact are loc cu șoc.

Deoarece valorile extreme ale celor două componente ale vitezei sunt dependente atât de viteza periferică a roții cât și de pasul lanțului, pentru a micșora sarcinile dinamice, zgomotul și uzura articulațiilor, se limitează viteza lanțului și se recomandă utilizarea lanțurilor cu pași cât mai mici (pe două sau trei rânduri).

Raportul de transmitere mediu se calculează cu una din relațiile:

$$i_m = i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_{d2}}{D_{d1}}, \quad (2.3)$$

în care: $\omega_{1,2}$ sunt vitezele unghiulare ale roților de lanț; $n_{1,2}$ – turațiile roților; D_{d1}, D_{d2} – diametrele de divizare ale roților.

Raportul de transmitere, ca urmare a variației vitezei roții conduse, este variabil, în calcule considerându-se o valoare medie. Valorile raportului de transmitere sunt limitate de dimensiunile de gabarit ale transmisiei, recomandându-se $i \leq 8$, iar la transmisiile cu funcționare lentă $i \leq 15$.

Numerele de dinți ai roților de lanț. Numărul minim de dinți ai roții mici z_1 este limitat de uzura articulațiilor, de sarcinile dinamice și de zgomotul produs în funcționarea transmisiei; la numere mici de dinți crește neuniformitatea mișcării. Valorile minime ale lui z_1 se aleg în funcție de raportul de transmitere i , pentru lanțurile cu role și cele cu bușe, respectiv în funcție de pas și turația maximă admisă la roata conducătoare, pentru lanțurile cu eclise dințate.

Numărul maxim de dinți ai roții conduse $z_2 = iz_1$ se limitează la 100...120 în cazul lanțurilor cu bușe sau role și la 120...140 în cazul lanțurilor cu eclise dințate. La valori mari ale lui z_2 , chiar o alungire redusă a lanțului – apărută în urma uzării articulațiilor – duce la o deplasare a lanțului în lungul profilului dinților roții de lanț și la o angrenare incorectă.

Pasul lanțului reprezintă distanța dintre centrele a două articulații învecinate, valorile acestuia fiind standardizate; pasul reprezintă parametrul de bază al lanțului.

Pasul lanțului influențează gabaritul transmisiei, sarcinile dinamice, zgomotul în funcționare, neuniformitatea mișcării și turația limită a roții mici, micșorarea acestuia putându-se obține prin folosirea lanțurilor pe mai multe rânduri.

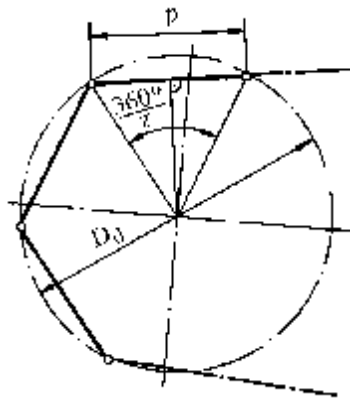


Fig. 2.10

Diametrele cercurilor de divizare ale roților de lanț se determină cu relațiile (fig. 2.10):

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin(180/z_1)}; \quad D_{d2} = \frac{p}{\sin(180/z_2)}. \quad (2.4)$$

Distanța dintre axe preliminară A_{prel} se alege respectând condiția

$$A_{min} < A_{prel} < A_{max}, \quad (2.5)$$

în care A_{min} se stabilește din condiția ca unghiul sub care lanțul înfășoară roata mică să fie minim 120^0 , iar A_{max} din condiția ca săgeata ramurii antrenate să nu aibă valori prea mari.

Când nu este impusă, din considerente de gabarit, distanța dintre axe se alege

$$A_{prel} = A_{optim} = (30...50)p. \quad (2.6)$$

Unghiurile de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț se determină cu relațiile (fig. 2.11):

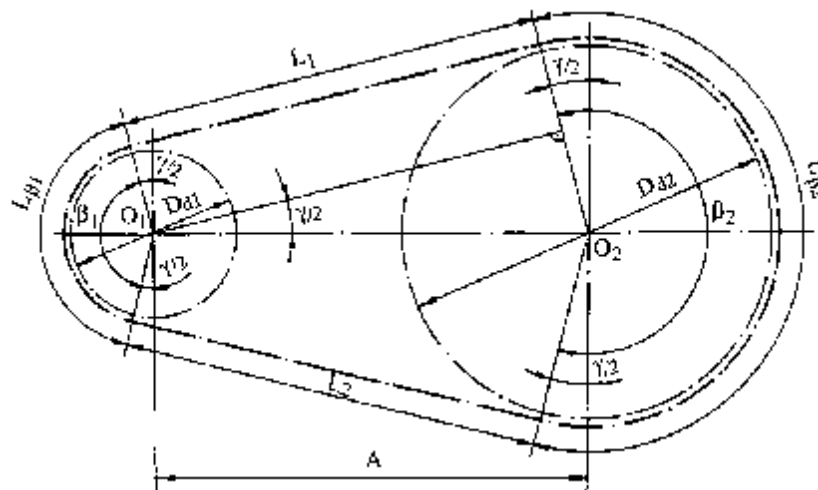


Fig. 2.11

$$\begin{aligned} \beta_1 &= 180^0 - \gamma > 120^0; \\ \beta_2 &= 180^0 + \gamma. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Unghiul de înclinare a ramurilor lanțului se determină cu relația

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A}. \quad (2.8)$$

Lungimea lanțului se obține prin însumarea lungimilor diferitelor porțiuni de lanț (v. fig. 2.11)

$$L = L_1 + L_2 + L_{\beta1} + L_{\beta2} = A \cos \gamma/2 + A \cos \gamma/2 + z_1 p \frac{180 - \gamma}{360} + z_2 p \frac{180 + \gamma}{360},$$

rezultând, prin înlocuiri matematice uzuale, lungimea aproximativă a lanțului

$$L \approx 2A + \frac{z_1 + z_2}{2} p + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p^2}{A}, \quad (2.9)$$

A reprezentând distanța dintre axe preliminară.

Numărul de zale ale lanțului se stabilește în funcție de lungimea lanțului și de pasul acestuia, cu relația

$$W = \frac{L}{p}, \quad (2.10)$$

valoarea rezultată rotunjindu-se la un număr întreg.

Lungimea definitivă a lanțului este dată de relația

$$L = Wp. \quad (2.11)$$

Distanța dintre axe recalculată se determină cu relația

$$A_{rec} = \frac{p}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (2.12)$$

iar distanța dintre axe de montaj, cu relația

$$A = A_{rec} - \Delta A, \quad (2.13)$$

cantitatea $\Delta A = (0,002...0,004)A_{rec}$ ținând seama de asigurarea săgeții de montaj.

2.4. FORMELE ȘI CAUZELE DETERIORĂRII TRANSMISIILOR PRIN LANȚ

Identificarea formelor de deteriorare a transmisiilor prin lanț și stabilirea cauzelor care le provoacă permit proiectanților să evite sau să limiteze efectele acestora și astfel să fie respectate condițiile unei funcționări sigure, într-o perioadă de timp stabilită. Se vor evidenția atât forme de deteriorare ce pot fi evitate prin calcule de rezistență cât și prin măsuri tehnologice și funcționale (de întreținere).

Uzarea articulațiilor este principala formă de deteriorare a transmisiilor prin lanț, cauza fiind apariția, în timpul funcționării, a unor presiuni pe suprafețele în mișcare relativă (bolțuri-bucșe, bucșe-role). În urma uzării se produce o mărire a lungimii lanțului, ceea ce conduce la o angrenare incorectă a lanțului cu dinții roților de lanț. Pentru evitarea unor uzări pronunțate, între suprafețele în contact trebuie să existe o peliculă de lubrifianț rezistentă, presiunea efectivă în peliculă fiind limitată la o valoare admisibilă. Calculul principal va fi la strivire a peliculei de lubrifianț din zona de contact.

Distrușgerea suprafețelor funcționale prin apariția de ciupituri (oboseala de contact), ca urmare a solicitării de contact, variabilă în timp, apare numai la transmisiile bine unse și bine etanșate, la care uzura abrazivă este neînsemnată. Se evită prin alegerea unor materiale cu durități superficiale mari.

Uzarea dinților roților de lanț poate fi micșorată prin alegerea corespunzătoare a materialului și tratamentului pentru acestea și prin îmbunătățirea condițiilor de ungere.

Ruperea ecliselor, în dreptul găurilor pentru bolțuri sau bușe, în cazul lanțurilor clasice, sau în zona mediană a ecliselor dințate, apare la lanțuri puternic solicitate și care funcționează la viteze mari. Se impune limitarea vitezei de funcționare și efectuarea unui calcul de rupere statică prin tracțiune. Prin acest calcul se ține seama și de existența altor solicitări ale elementelor constitutive ale lanțului - de exemplu, forfecarea bolțului în zona de capăt a bușelor și încovoierea acestuia, în limita jocului dintre bolț și bușă.

Rotirea ecliselor față de bolțuri, respectiv față de bușe, apare accidental, în cazul unei execuții și montaj necorespunzătoare a elementelor lanțului.

2.5. MATERIALE UTILIZATE LA EXECUȚIA LANȚURILOR ȘI A ROȚILOR DE LANȚ

Eclisele se execută din oțeluri carbon de calitate sau din oțeluri aliate de îmbunătățire, duritatea după îmbunătățire fiind cuprinsă între 275 și 360 HB. Ca semifabricat se folosește platbanda laminată la rece.

Bolțurile, bușele și rolele se execută din oțeluri carbon de calitate sau oțeluri aliate de cementare, duritatea după tratament ajungând până la 60 HRC.

Roțile de lanț se execută din diverse materiale: din oțeluri cu conținut mediu de carbon, netratate termic - în cazul transmisiilor puțin solicitate - sau îmbunătățite - în cazul unor condiții medii de solicitare; din oțeluri de cementare, având duritatea, după tratament, cuprinsă între 48 și 58 HRC - în cazul unor sarcini și viteze mari - sau din oțeluri de îmbunătățire, călite superficial, prin curenți de înaltă frecvență, până la durități cuprinse între 42 și 52 HRC; din fontă - în cazul regimurilor de funcționare ușoare și mediu de funcționare impur.

2.6. FORȚE ÎN TRANSMISIILE PRIN LANȚ

Fiind o transmisie de forță, principala sarcină ce trebuie transmisă de o transmisie prin lanț este forța utilă F_u , ce se determină cu relația

$$F_u = 10^3 \frac{P}{v_m} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} [N]; \quad M_{t1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n_1}, \quad (2.14)$$

în care: P este puterea de transmis, în kW; v_m - viteza medie a lanțului, în m/s; M_{t1} - momentul de torsiune la arborele roții conducătoare, în Nmm; D_{d1} - diametrul de divizare al roții conducătoare, în mm.

Asupra lanțului mai acționează și o componentă a forței centrifuge F_c^* , care solicită lanțul la tracțiune. Această forță acționează pe întregul contur al lanțului, provocând uzura suplimentară a articulațiilor, fără însă a se transmite arborilor. Se ia în considerare numai la viteze de peste 5 m/s și se determină cu relația

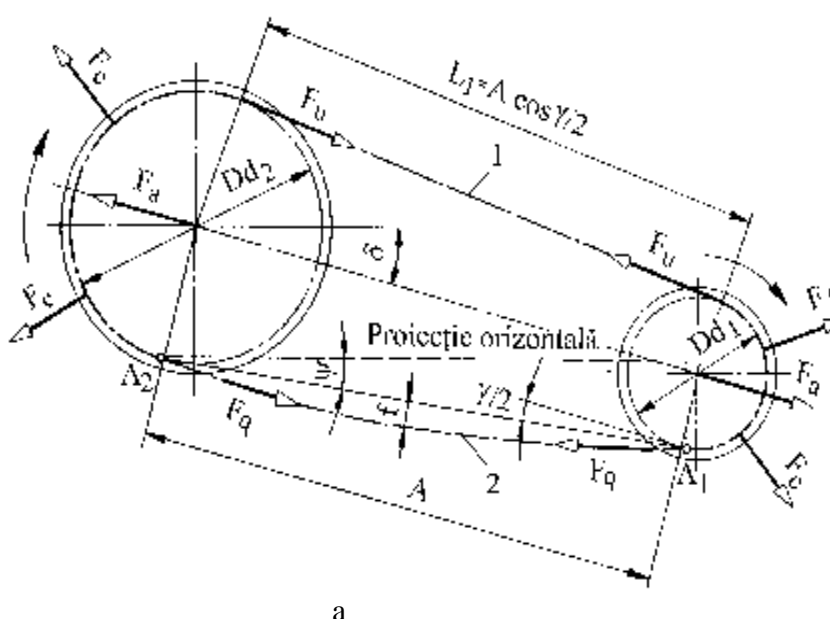
$$F_c = \frac{q v_m^2}{g} [N], \tag{2.15}$$

în care: q este greutatea unui metru liniar de lanț, în N/m; g - accelerația gravitațională, în m/s^2 .

Greutatea lanțului provoacă, la nivelul ramurii pasive, sarcini de întindere proporționale cu greutatea q , cu lungimea ramurii și cu unghiul de înclinare a ramurii pasive față de orizontală.

În fig. 2.12 este prezentată schema forțelor într-o transmisie prin lanț la care linia centrelor este înclinată față de orizontală cu unghiul δ . Relația de determinare a forței datorate greutateii lanțului este

$$F_q = F_{qu} = 10^{-3} \frac{q L_2}{8 f_{rel}} = 10^{-3} K_f q L_2 [N], \tag{2.16}$$



unde: $f_{rel} = \frac{f}{L_2} 100\%$, f fiind

săgeata reală, în mm; L_2 - lungimea ramurii pasive a lanțului, în mm; K_f - coeficient care ține seama de mărimea săgeții relative f_{rel} și de înclinarea liniei centrelor față de orizontală, adică de mărimea unghiului $\psi = \delta - \gamma/2$, unde

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A};$$

acest factor se poate alege din fig. 2.12, b.

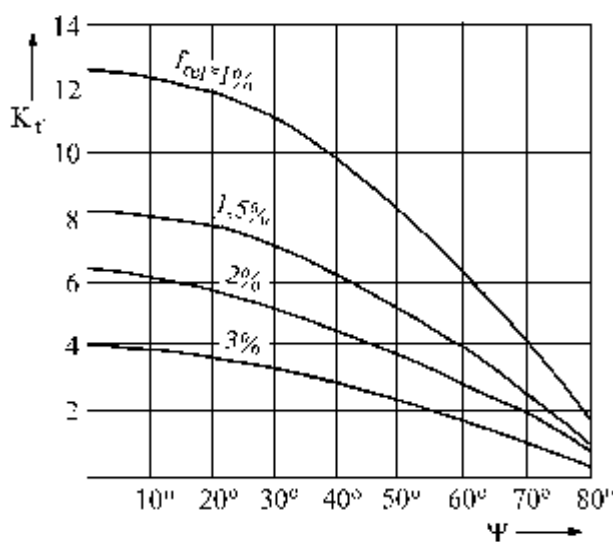
La ieșirea lanțului de pe roata motoare (punctul A_1 din fig. 2.12), forța $F_q = F_{qu}$ este dată de relația (2.16), pentru ca la intrarea în angrenare a lanțului cu roata condusă să se determine cu relația

$$F_q = F_{q0} \approx 10^{-3} q L_2 (K_f + \sin \psi). \tag{2.17}$$

Din echilibru de forțe se poate concluziona că forța totală din ramura activă este

$$F_1 = K_A F_u + F_2, \tag{2.18}$$

unde: K_A este un factor al regimului de funcționare (v. fig. 2.13); F_u - forța utilă, dată de relația (2.14); F_2 - forța din ramura pasivă, care reprezintă suma forței datorate greutateii ramurii pasive și a componentei forței centrifuge



b
Fig. 2.12

care acționează în lungul ramurilor lanțului

$$F_2 = F_q + F_c. \quad (2.19)$$

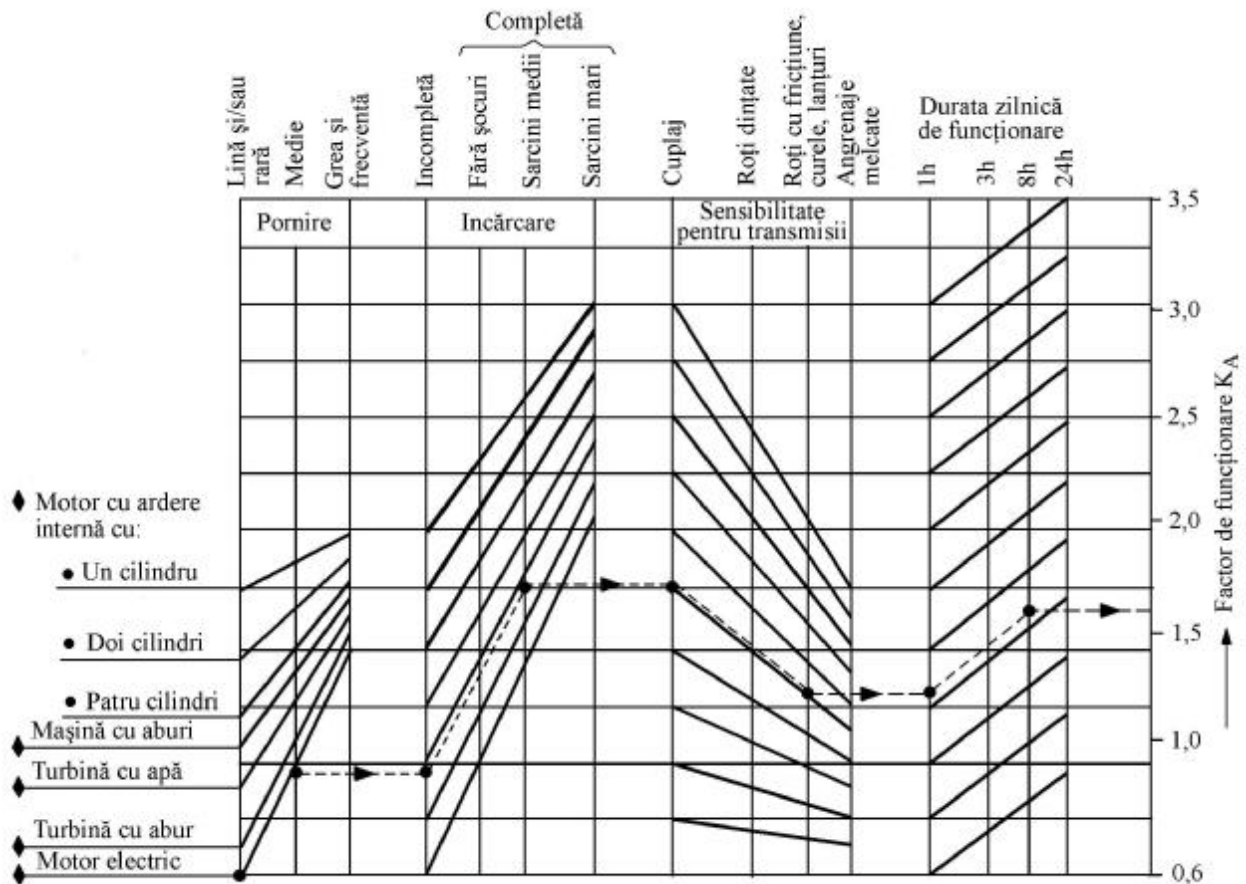


Fig. 2.13

Exemplul indicat corespunde următoarelor: acționare prin motor electric, condiții medii de pornire, acționare prin lanțuri, 8 ore funcționare pe zi $\rightarrow K_A = 1,6$

Forța din ramura activă va fi

$$F_1 = K_A F_u + F_q + F_c, \quad (2.20)$$

iar forțele care încarcă arborii

$$F_a = K_A F_u + 2F_q, \quad (2.21)$$

cu valori diferite pe cei doi arbori și anume F_{a0} și F_{au} , dacă în relația (2.21) se introduc valorile forței F_q date de relația (2.16) pentru F_{qu} și (2.17) pentru F_{q0} .

Randamentul transmisiilor prin lanțuri cu role, precis executate și bine unse, este cuprins între 0,96 și 0,98, pierderile prin frecare fiind compuse din: pierderi prin frecarea în articulații; pierderi prin frecarea dintre eclise; pierderi prin frecarea dintre dinții roților de lanț și zalele lanțului; pierderi prin frecarea dintre role și bușe; pierderi prin frecarea din reazeme; pierderi pentru barbotarea uleiului, în cazul ungerii prin barbotare. Cele mai mari sunt pierderile în articulații și reazeme, iar la viteze mari și pierderile pentru barbotarea uleiului.

2.7. CALCULUL TRANSMISIILOR PRIN LANȚ

2.7.1. Calculul la strivire

Principala cauză a ieșirii din funcțiune a transmisiilor prin lanț este uzarea articulațiilor. La o uzare pronunțată a acestora, lungimea lanțului crește, nu se mai realizează o angrenare corespunzătoare a lanțului cu dinții roților de lanț, ce mărește zgomotul, funcționarea devenind mai neuniformă și rezultând sarcini dinamice foarte mari.

Pentru evitarea acestei forme de distrugere, la lanțurile cu bolțuri, bușe sau role, se va efectua un calcul la strivire a zonelor în contact între care există mișcare relativă (bolț-bucșă) și se vor lua măsuri constructive și de exploatare a transmisiei – introducerea unui sistem de întindere, respectiv realizarea unei ungeri corespunzătoare.

Prin calculul de rezistență la strivire a peliculei de lubrifianț se definește capacitatea portantă a transmisiilor prin lanț. Conform acestui criteriu, forța admisibilă ce poate fi transmisă de lanț se calculează cu relația

$$F_a = \frac{p_a A_1}{K_e}, \tag{2.22}$$

în care: p_a este presiunea admisibilă la strivire a peliculei de lubrifianț, stabilită experimental, pentru condiții medii de exploatare - se alege în funcție de pas și de turația roții mici; A_1 – proiecția suprafeței de contact dintre bolț și bucșă ($A_1 = a_1 d_3$, unde d_3 este diametrul bolțului și a_1 – lungimea bucșei); K_e – coeficient global de exploatare.

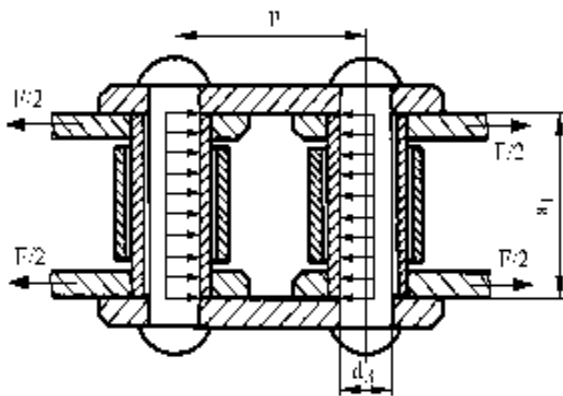


Fig.2.14

Coeficientul K_e ține seama de condițiile reale de execuție și exploatare a transmisiei proiectate, care diferă, de regulă, de cele pentru care s-a stabilit presiunea admisibilă la strivire p_a . Acest coeficient se exprimă sub forma produsului unor coeficienți parțiali de corecție

$$K_e = K_d K_A K_i K_r K_u K_f, \tag{2.23}$$

unde: K_d este un coeficient care ține seama de felul sarcinii (constantă sau cu șocuri); K_A – coeficient care ține seama de distanța dintre axe; K_i – coeficient care ține seama de înclinarea liniei

centrelor față de orizontală; K_r – coeficient care ține seama de sistemul de reglare a distanței dintre axe; K_u – coeficient care ține seama de felul ungerii; K_f – coeficient care ține seama de numărul schimburilor de lucru.

Cu această forță admisibilă, se determină puterea pe care o poate transmite lanțul pe un rând, cu relația

$$P_a = \frac{F_a v_m}{100} \tag{2.24}$$

și apoi, în ipoteza încărcării uniforme a celor două sau trei rânduri ale lanțului, numărul necesar de rânduri

$$z_r = \frac{P}{P_a}, \quad (2.25)$$

unde P este puterea ce trebuie transmisă de lanț; în funcție de valoarea obținută pentru z_r , se alege o variantă cu $z_r = 1, 2$ sau 3 .

Pentru lanțurile cu eclise dințate, apelându-se la același criteriu al capacității portante, se determină lățimea necesară a lanțului, definită prin numărul de eclise ce se montează pe un bolț.

Puterea folosită în relația de calcul a lățimii lanțului, numită *putere de calcul de exploatare*, se calculează cu relația

$$P_{ce} = K_e P_c, \quad (2.26)$$

în care: $K_e = K_d K_t$ este un coeficient de exploatare (K_d – ține seama de tipul mașinii motoare, a celei antrenate, de caracterul sarcinii și de execuția și exploatarea transmisiei; K_t – ține seama de temperatura de funcționare a transmisiei); P_c – puterea de calcul. Pentru $v_m \leq 5$ m/s, $P_c = P$ (dată de proiectare), iar pentru $v > 5$ m/s, $P_c = P + P_{centrifugal}$.

Lățimea necesară a lanțului, pentru o durabilitate de 10000 ore, se determină cu relația

$$B_{nec} = \frac{250 P_{ce}}{P_a \sqrt[3]{v_m^2}} \leq B, \quad (2.27)$$

în care B este lățimea din catalog a lanțului ales.

2.7.2. Calculul la rupere

În timpul funcționării, se poate produce și ruperea lanțului, datorită solicitărilor la care sunt supuse elementele componente – eclisele și bolțurile.

Astfel, pentru lanțurile cu bolțuri, bucle sau role, conform fig. 2.15, se pot evidenția următoarele solicitări:

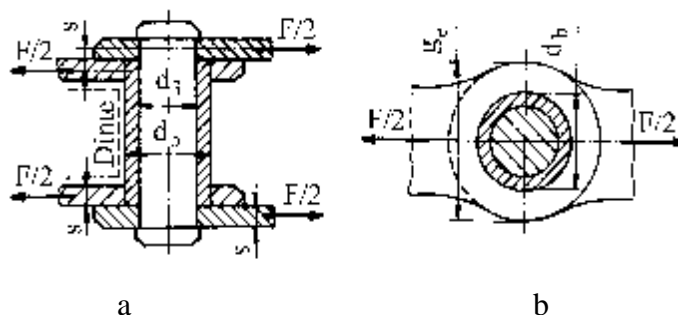


Fig. 2.15

- forfecarea bolțului în zona definită de eclisele interioare și exterioare

$$\tau_f = \frac{F}{2A_f}, \text{ cu } A_f = \frac{\pi d_3^2}{4}; \quad (2.28)$$

- încovoierea bolțului (în limita jocului dintre bolț și eclisa exterioară)

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z}, \text{ cu } M_i = \frac{F}{2}s \text{ și } W_z = \frac{\pi d_3^3}{32}; \quad (2.29)$$

- tracțiune, în zona slăbită a eclisei de către gaura pentru bușă (fig. 2.15, b)

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}, \text{ cu } F_t = \frac{F}{2} \text{ și } A_t = (g_e - d_b)s. \quad (2.30)$$

Pentru lanțurile cu eclise dințate, eclisa este sollicitată la tracțiune excentrică, tensiunea totală (fig. 2.16) fiind

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_i, \quad (2.31)$$

unde:

$$\sigma_t = \frac{F}{n_e A}, \text{ cu } A = g s \text{ (} s \text{ – grosimea unei eclise),}$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z}, \text{ cu } M_i = \frac{F}{n_e} h \text{ și } W_z = \frac{sg^2}{6} \text{ (} n_e \text{ – numărul de eclise).}$$

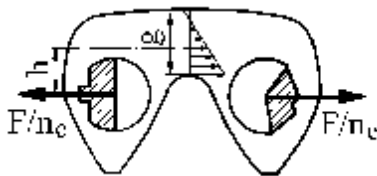


Fig. 2.16

De regulă, se efectuează un calcul static la tracțiune, ruperea fiind evitată dacă

$$c = \frac{S_r}{F_1} \leq c_a, \quad (2.32)$$

unde: c este coeficientul de siguranță efectiv; S_r – sarcina de rupere, stabilită experimental, pentru fiecare tipodimensiune

de lanț și dată în standarde; F_1 – sarcina ce încarcă ramura activă a lanțului; c_a – coeficient de siguranță admisibil ($c_a = 7...18$ – pentru lanțuri clasice; $c_a = 7...12$ – pentru lanțuri cu eclise dințate).

Etaplele care trebuie parcurse pentru calculul transmisiilor prin lanțuri cu bolțuri, bușe sau role, respectiv pentru lanțurile cu eclise dințate, sunt prezentate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Etaplele de calcul ale transmisiilor prin lanț

Elementul calculat sau ales	Lanț cu bolțuri, bușe sau role	Lanț cu eclise dințate
1	2	3
DATE DE PROIECTARE	<ul style="list-style-type: none"> Puterea P, kW Turația la intrare n_1, rot/min Raport de transmitere i Precizări privind condițiile de execuție și exploatare 	
Numărul de dinți ai roții mici z_1	$z_{1min} = 11...13$, pentru $v < 4$ m/s și $p < 20$ mm $z_{1min} = 14...16$, pentru $v < 7$ m/s și încărcări medii $z_{1min} = 17...25$, pentru $v < 24$ m/s	$z_{1min} = 17$, pentru 2650 rot/min $< n_1 < 3300$ rot/min $z_{1min} = 19$, pentru $n_1 = 2200$ rot/min $z_{1min} = 21$, pentru 1350 rot/min $< n_1 < 1650$ rot/min

Tabelul 2.1 (continuare)

1	2	3
Numărul de dinți ai roții mari z_2	$z_2 = i z_1 < z_{2\max}$ $z_{2\max} = 120$ Frecvent $z_2 = 30 \dots 80$	$z_{2\max} = 140$
Pasul lanțului p , mm	Se alege din standardele lanțului, trei la patru variante de pași	$p \leq 15,87$ mm - pentru $n_1 > 2650$ rot/min $p = 19,05$ mm - pentru $n_1 = 2200$ rot/min $p > 25,4$ mm - pentru $n_1 < 1650$ rot/min
Viteza medie a lanțului v_m , m/s	$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_a$ $v_a < 0,3$ m/s, pentru lanțuri cu bolțuri $v_a < 3$ m/s, pentru lanțuri cu bușe $v_a \leq 15$ m/s, pentru lanțuri cu role și zale scurte	$v_a \leq 30$ m/s
Numărul z_r de rânduri ale lanțului cu bușe și/sau role, respectiv lățimea lanțului cu eclise dințate B_{nec} , mm	$z_r = \frac{P}{P_a}$ $P_a = \frac{F_a v_m}{100}; F_a = \frac{p_a A_l}{K_e}$ p_a – presiunea admisibilă $A_l = d_3 a_1$; d_3 și a_1 se alege din standarde $K_e = K_d K_A K_i K_r K_u K_f$ – coeficient de exploatare K_d – coeficient dinamic ($K_d = 1$ – sarcină constantă; $K_d = 1,2 \dots 1,5$ – sarcină cu șoc) K_A – coeficient al distanței între axe ($K_A = 1,25$, pentru $A < 25p$; $K_A = 1$, pentru $A = (30 \dots 50)p$; $K_A = 0,8$, pentru $A = (60 \dots 80)p$) K_i – coeficient al înclinării liniei centrelor ($K_i = 1$, pentru înclinări $\psi < 45^\circ$; $K_i = 0,15 \sqrt{\psi}$, pentru înclinări $\psi \geq 45^\circ$ - ψ , în grade) K_r – coeficientul reglării lanțului ($K_r = 1$ – reglare prin deplasarea unei roți; $K_r = 1,1$ – reglare cu roți de întindere; $K_r = 1,25$ – nu există reglare)	$B_{nec} = \frac{250 P_{ce}}{P_a \sqrt[3]{v_m^2}} \leq B$ p_a – presiunea admisibilă $P_{ce} = K_e P_c$ $K_e = K_d K_t$ – coeficient de exploatare K_d – coeficient de regim ($K_d = 1,0 \dots 1,9$ – transmisii obișnuite; $K_d = 1,0 \dots 1,5$ – transmisii cu dispozitive de întindere) K_t – coeficient de temperatură ($K_t = 2 \dots 3$ – pentru $t \leq -25^\circ\text{C}$; $K_t = 1$ – pentru $-25^\circ\text{C} < t \leq 150^\circ\text{C}$; $K_t = 1,2 \dots 1,5$ – pentru $t > 150^\circ\text{C}$) P_c – putere de calcul $P_c = P$ – pentru $v_m \leq 5$ m/s; $P_c = P + 10^{-3} F_c v_m$ – pentru $v_m > 5$ m/s, cu $F_c = \frac{q v_m^2}{g}$ q – greutatea unui metru liniar de lanț, în N/m g – accelerația gravitațională, în m/s^2

Tabelul 2.1 (continuare)

1	2	3
	<p>K_u – coeficient de ungere ($K_u = 0,8$ – ungere continuă în baie sau cu pompă; $K_u = 1$ – ungere prin picurare; $K_u = 1,25$ – ungere periodică)</p> <p>K_f – coeficient de funcționare ($K_f = 1$ – un schimb de lucru; $K_f = 1,25$ – două schimburi; $K_f = 1,5$ – trei schimburi)</p>	
Distanța preliminară dintre axe A_{prel} , mm	$A_{prel\ optim} = (30...50)p$; $A_{prel\ max} = 80p$	
Lungimea aproximativă a lanțului L_a , mm	$L_a = 2A_{prel} + \frac{z_1 + z_2}{2} p + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p^2}{A_{prel}}$	
Numărul de zale ale lanțului W	$W = \frac{L}{p}$; W – număr întreg (și par pentru lanț cu bucle sau role)	
Lungimea definitivă a lanțului L , mm	$L = Wp$	
Distanța dintre axe recalculată A_{rec} , respectiv distanța dintre axe de montaj A , mm	$A_{rec} = \frac{p}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$ <p>$A = A_{rec} - \Delta A$ $\Delta A = (0,002...0,004)A_{rec}$</p>	
Verificarea la rupere	$c = \frac{S_r}{F_1} \leq c_a$; S_r din standardul lanțului $c_a = 8...15$ $c_a = 7...12$	
Forța din ramura activă (motoare) F_1 , N	$F_1 = K_A F_u + (F_q + F_c)$ $F_u = \frac{2M_{t1}}{Dd_1}$; $F_q = 10^{-3} qL_2 (K_f + \sin \psi)$; $F_c = \frac{qv_m^2}{g}$ $L_2 = A \cos \frac{\gamma}{2}$ K_A - din fig. 2.13; K_f - din fig. 2.12, b q – greutatea unui metru liniar de lanț, în N/m (din standarde) g – accelerația gravitațională, în m/s^2	
Forțele ce încarcă arborii $F_{a1,2}$, N	$F_{a1,2} = K_A F_u + 2F_{q1,2}$ $F_{a1} = F_{au} = K_A F_u + 2F_{qu}$ F_{qu} – v. relația (2.16) $F_{a2} = F_{a0} = K_A F_u + 2F_{q0}$ F_{q0} – v. relația (2.17)	

2.8. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ȘI DE EXPLOATARE

2.8.1. Roțile de lanț

Roțile de lanț sunt constituite din discul roții, care are la periferie dinți dispuși echidistant, și butucul roții, care este montat pe arborele de la care sau la care se transmite momentul de torsiune.

În funcție de dimensiunile roților, pentru lanțurile cu bolțuri, bucle sau role, acestea se pot executa dintr-o bucată, pentru roți de dimensiuni mici (fig. 2.17, a) sau din două bucăți (disc, respectiv butuc), îmbinate prin sudură sau asamblate prin șuruburi (fig. 2.17, b).

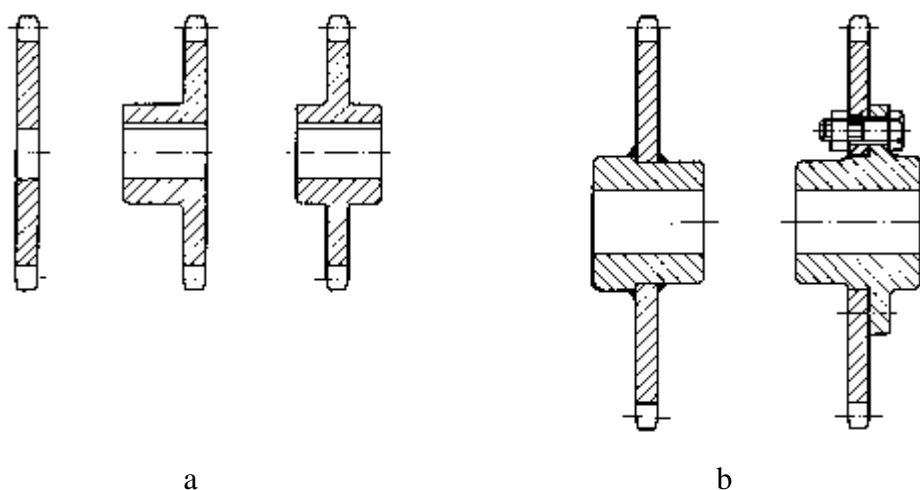


Fig. 2.17

Roțile pentru lanțurile cu eclise dințate sunt mai late decât cele pentru lanțurile clasice, lățimea lor fiind dată de numărul de eclise montate pe un bolț.

Profilul dinților roților de lanț este determinat de tipul lanțului. Geometria danturii este definită prin forma și mărimea profilelor dinților în planele frontal și axial.

Roțile pentru lanțurile cu bucle sau role au profilul frontal al dinților constituit din semiarcul locașului rolei, flancul activ al profilului și arcul capului dintelui (fig. 2.18, a). În fig. 2.18, b sunt prezentate profilele dinților în plan axial, pentru lanțul simplu, dublu și triplu.

Principalele elemente geometrice din cele două plane, pentru roțile lanțurilor cu bucle sau role, respectiv cu eclise dințate, sunt prezentate în fig. 2.18, respectiv 2.19, iar relațiile de calcul ale acestora în tabelul 2.2. Se precizează faptul că pentru lanțurile cu eclise dințate forma dintelui în secțiune axială este determinată de modul de amplasare a ecliselor de ghidare (fig. 2.19, b, roata de lanț este pentru eclisa de ghidare interioară). Pentru forma roților v și fig. 2.6, c și d.

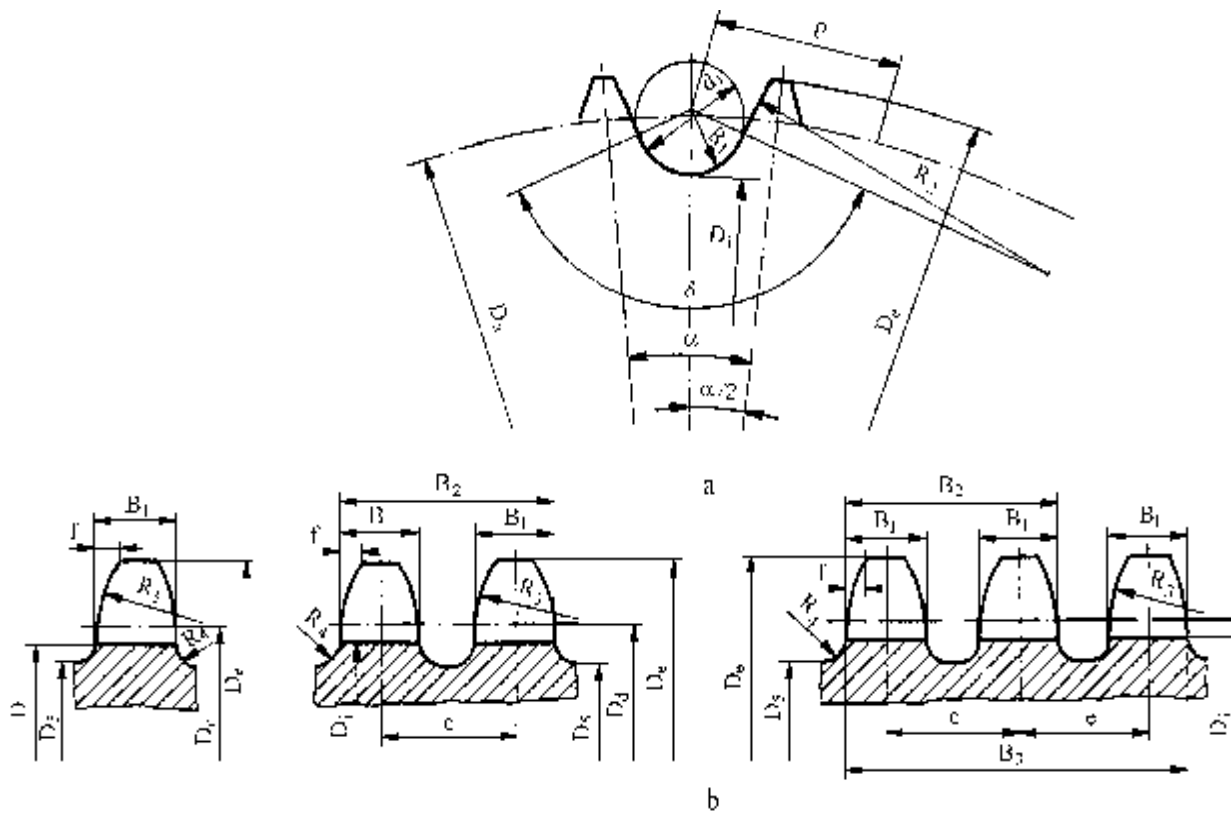


Fig. 2.18

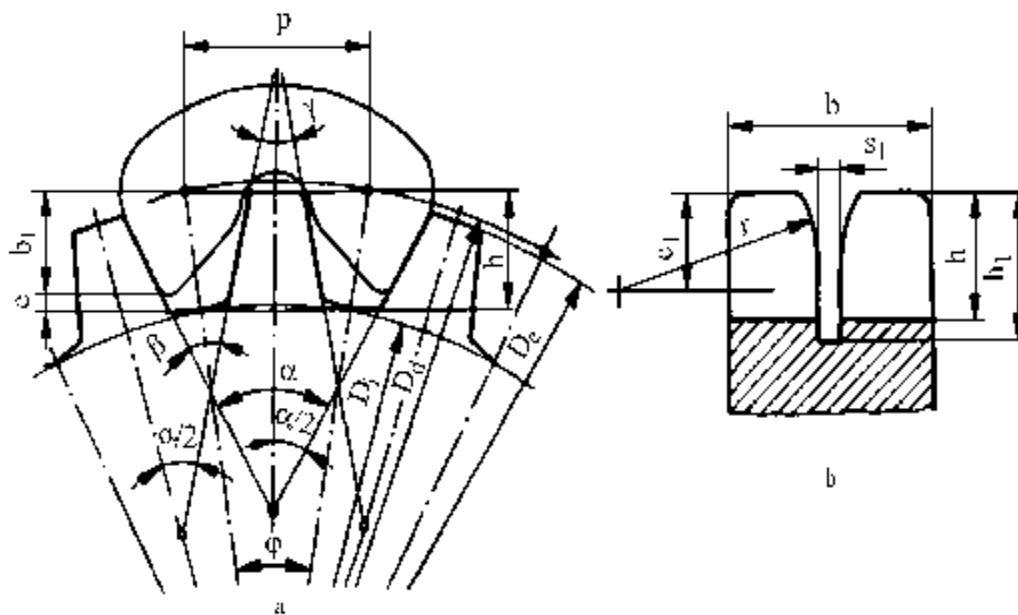


Fig. 2.19

Tabelul 2.2

Relații pentru determinarea elementelor geometrice ale danturilor roților de lanț, pentru lanțuri cu role și zale scurte și pentru lanțuri cu eclise dințate

Elementul geometric		Roți de lanț	Lanțuri cu role și zale scurte (fig. 2.18)	Lanțuri cu eclise dințate (fig. 2.19)
Denumire	Simbol și unitatea de măsură	Relații de calcul		
1	2	3	4	
Elemente cunoscute după calculul de rezistență, alese din standarde sau cataloge de firmă	z_1 z_2 p , mm d_1 , mm a_{min} , mm	Numerele de dinți ai pinionului z_1 și roții z_2 Pasul lanțului p Diametrul nominal al rolei d_1 Distanța minimă între eclisele interioare a_{min}		Înălțimea dintelui eclisei b_1 , măsurată de la centrul articulației
Pasul unghiular	$\alpha_{1,2}$, $\varphi_{1,2}$, grade	$\alpha_{1,2} = \frac{360}{z_{1,2}}$		$\varphi_{1,2} = \frac{360}{z_{1,2}}$
Diametrul de divizare	$D_{d1,2}$, mm	$D_{d1,2} = p / \left(\sin \frac{\alpha_{1,2}}{2} \right)$		$D_{d1,2} = p / \left(\sin \frac{\varphi_{1,2}}{2} \right)$
Diametrul de vârf (exterior)	$D_{e1,2}$, mm	$D_{e1,2max} = D_{d1,2} + 1,25p - d_1$ $D_{e1,2min} = D_{d1,2} + p \left(1 - \frac{1,6}{z_{1,2}} \right) - d_1$ $D_{e1,2min} < D_{e1,2} < D_{e1,2max}$		$D_{e1,2} = \frac{p}{\operatorname{tg} \varphi_{1,2} / 2}$
Înălțimea dintelui	h , mm	$h = \frac{D_e - D_i}{2}$		$h = b_1 + e$ $e = 0,1p$ – jocul radial b_1 – înălțimea dintelui eclisei
Diametrul de fund (interior)	$D_{i1,2}$, mm	$D_{i1,2} = D_{d1,2} - d_1$		$D_{i1,2} = D_{d1,2} - \frac{2h}{\cos \varphi_{1,2} / 2}$
Unghiul dintre două flancuri antiomologe care generează un gol	$\beta_{1,2}$, grade	-		$\beta_{1,2} = \alpha - \varphi_{1,2}$ $\alpha = 60$ – unghiul format de flancurile active ale ecliselor
Unghiul format de flancurile unui dinte	$\gamma_{1,2}$, grade	-		$\gamma_{1,2} = \alpha - 2\varphi_{1,2}$
Unghiul locașului rolei	$\delta_{1,2}$, grade	$\delta_{1,2max} = 140 - \frac{90}{z_{1,2}}$ $\delta_{1,2min} = 120 - \frac{90}{z_{1,2}}$ $\delta_{1,2min} < \delta_{1,2} < \delta_{1,2max}$		-
Raza flancului dintelui	$R_{21,2}$, mm	$0,12d_1(z_{1,2} + 2) < R_{21,2} < 0,008d_1(z_{1,2}^2 + 180)$		-

Tabelul 2.2 (continuare)

1	2	3	4
Lățimea dintelui	B_1 , mm	Pentru $p \leq 12,7$ mm $B_1 = 0,93a_{\min}$ (lanț cu un rând de zale) $B_1 = 0,91a_{\min}$ (lanț cu două sau trei rânduri) Pentru $p > 12,7$ mm $B_1 = 0,95a_{\min}$ (lanț cu un rând de zale) $B_1 = 0,93a_{\min}$ (lanț cu două sau trei rânduri)	-
Lățimea danturii roților pentru lanțuri duble sau triple	$B_2; B_3$, mm	$B_2 = B_1 + e$ $B_3 = B_1 + 2e$ e – distanța dintre rândurile de dinți (se alege din standarde)	-
Teșirea dintelui	f , mm	$f = (0,1 \dots 0,15)p$	-
Raza de racordare (teșire) a flancului dintelui R_3 , respectiv a flancului degajării canalului de ghidare r și poziționarea centrului razei de curbură față de vârful dintelui c_1	R_3 , r , c_1 , mm	$R_3 \geq p$	$r \approx p$ $c_1 \approx 0,4p$
Lățimea canalului de ghidare	s_1 , mm	-	$s_1 = 2s$ s – grosimea unei eclise
Adâncimea canalului de ghidare	h_1 , mm	-	$h_1 \approx 0,75p$
Lățimea roții (lungimea dintelui)	b , mm	-	$b = B + s_1$ B – lățimea lanțului
Raza de racordare la obada roții	R_4 , mm	$R_4 = 0,2$ - pentru $p \leq 9,525$ mm $R_4 = 0,3$ - pentru $9,525$ mm $< p \leq 19,05$ mm $R_4 = 0,4$ - pentru $19,05$ mm $< p \leq 44,45$ mm $R_4 = 0,6$ - pentru $p > 44,5$ mm	-
Diametrul obezii roții	D_5 , mm	$D_5 = p \operatorname{ctg} \frac{180}{z} - 1,05b_{1\max} - 1 - 2R_4$ $b_{1\max}$ – lățimea maximă a eclisei zalei interioare (măsurată în dreptul găurii eclisei), dată în standardul lanțului	-
Raza locașului rolei	R_1 , mm	$R_{1\min} = 0,505d_1$ $R_{1\max} = 0,505d_1 + 0,069 \sqrt[3]{d_1}$ $R_{1\min} < R_1 < R_{1\max}$	-

2.8.2. Amplasarea transmisiilor prin lanț

Transmisiile prin lanț se amplasează astfel ca lanțul să funcționeze în plan vertical, poziția optimă a liniei centrelor fiind cea orizontală sau înclinată față de orizontală cu un unghi $\delta = 30^\circ \dots 60^\circ$, când încă oscilațiile ramurilor lanțului – activă și pasivă – nu sunt determinante în funcționarea transmisiei (fig. 2.20, a și b).

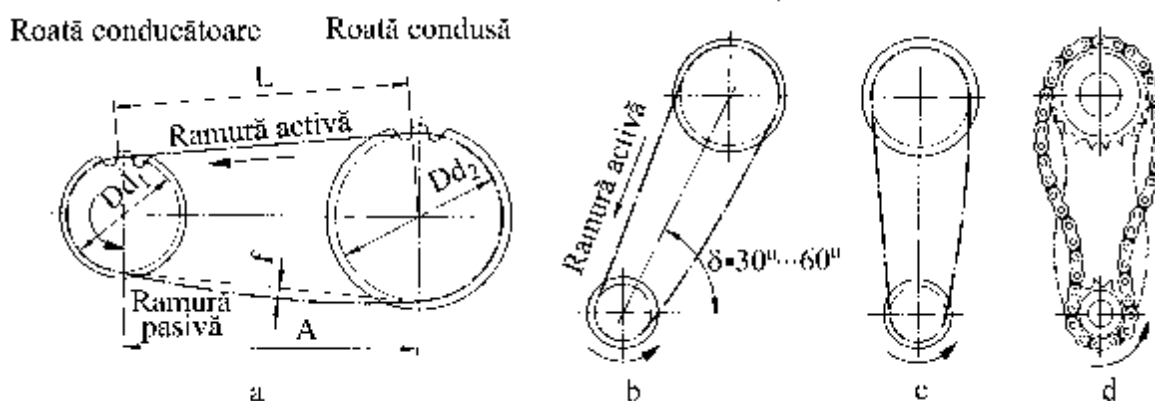


Fig. 2.20

Transmisiile amplasate vertical (fig. 2.20, c și d) necesită o reglare minuțioasă a întinderii lanțului, deoarece oscilația ramurii lanțului și săgeata ce ia naștere, în urma încărcărilor ramurilor, tinde să scoată zalele lanțului din angrenarea cu dinții roții; se impune evitarea amplasării verticale a transmisiilor prin lanț.

2.8.3. Întinderea lanțurilor

La transmisiile prin lanț trebuie prevăzută posibilitatea reglării întinderii lanțului, deoarece în urma uzării inevitabile a articulațiilor lanțul se alungește. Dispozitivul de întindere trebuie să poată compensa alungiri în limitele a doi pași, după o astfel de alungire urmând să se îndepărteze două zale ale lanțului.

Reglarea întinderii se poate realiza prin deplasarea uneia din roțile de lanț sau folosind roți dințate sau role netede de reglare. Reglarea întinderii prin deplasarea uneia din roțile de lanț constituie soluția cea mai simplă. Roțile dințate sau rolele netede de întindere se amplasează pe ramura antrenată, mai aproape de roata mare, cu excepția cazului când acestea se montează în exterior și când se amplasează în apropierea roții mici, cu scopul măririi unghiului de înfășurare.

În fig. 2.21 sunt prezentate soluții pentru întinderea lanțului, în diverse situații funcționale, după cum urmează: a – cu roți de întindere; b - cu roată de întindere plasată în exterior; c – cu roată de întindere și arc, respectiv contragreutate; d – cu roată de întindere plasată în interior; e – cu patină; f – cu inel rotitor oval; g – cu patine și roată acționată hidraulic.

În cazul transmisiilor rapide și de puteri mici, care funcționează cu o ungere abundentă, se utilizează patine sau saboți de întindere (fig. 2.22). În fig. 2.23 se prezintă transmisiile prin lanț de

la mecanismele de distribuție a două motoare cu ardere internă. În fig. 2.23, a, sistemul de întindere este cu roată de lanț, amplasată pe ramura antrenată, la exterior, pe ramura motoare fiind plasată o

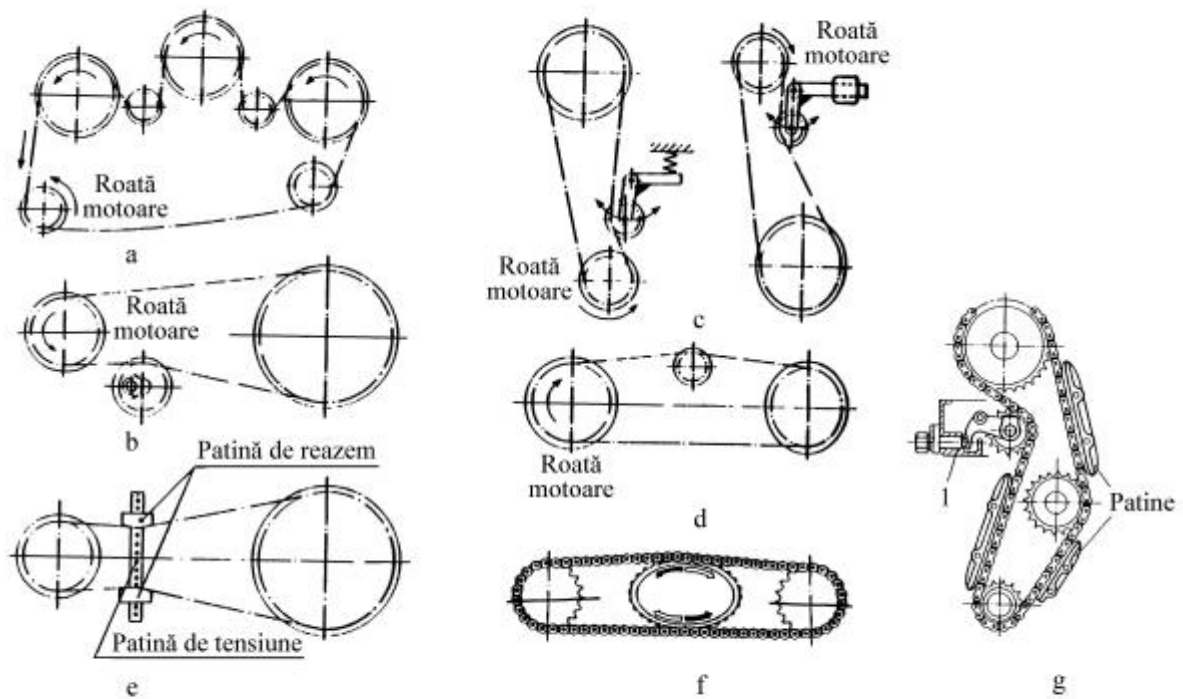


Fig. 2.21

patină de ghidare, cu rolul de a limita vibrațiile acestei ramuri. În fig. 2.23, b, sistemul de întindere este cu sabot.

Apăsarea roților, roleur, saboților sau patinelor pe lanț se realizează permanent - prin intermediul unor arcuri sau hidraulic - sau intermitent - prin deplasarea roților sau prin intermediul șuruburilor.

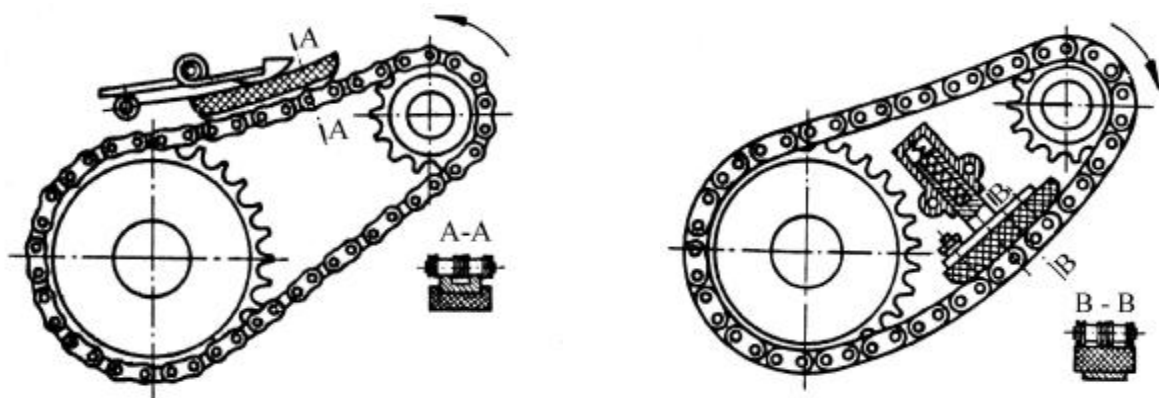


Fig. 2.22

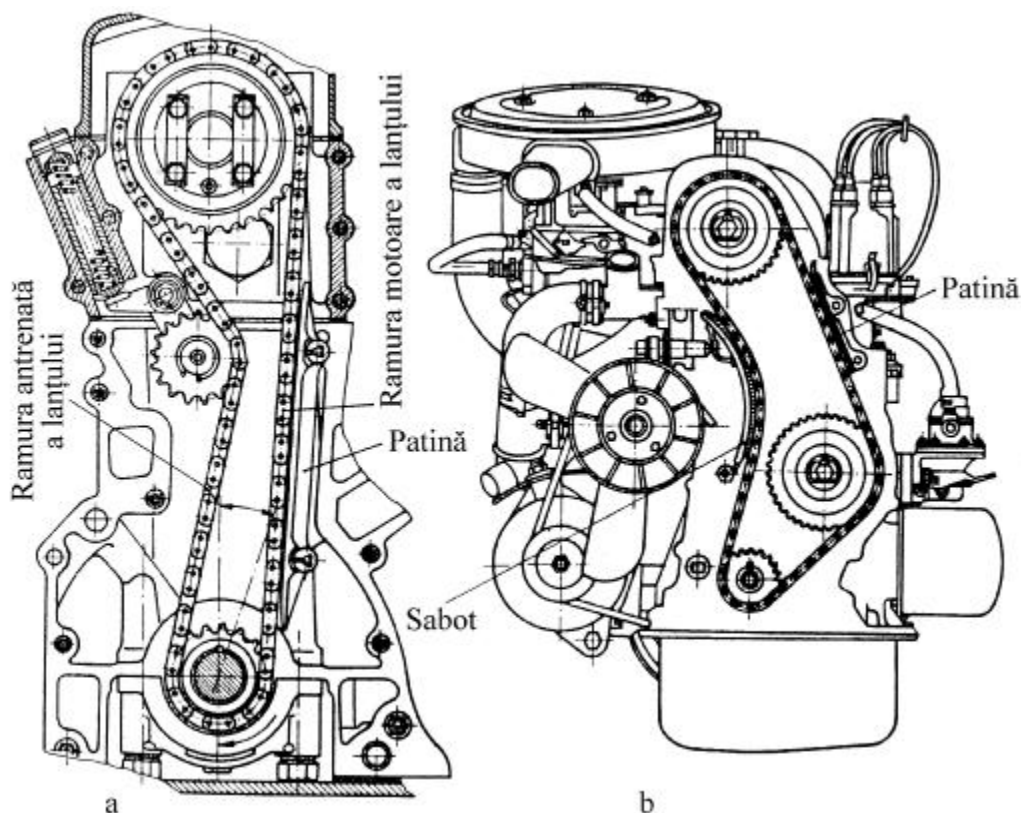


Fig. 2.23

2.8.4. Ungerea transmisiilor prin lanț

Pentru transmisiile puternic solicitate, se folosesc următoarele sisteme de ungere: prin cufundarea lanțului în baia de ulei ($v < 7$ m/s); prin antrenarea uleiului cu ajutorul unor discuri cu palete (când nivelul uleiului din baie nu poate fi ridicat până în dreptul lanțului și/sau $v > 10$ m/s); cu circulație de ulei (la sarcini mari și viteze foarte mari).

La transmisiile cu viteze medii, care nu funcționează în carcase închise, se pot folosi următoarele sisteme de ungere: prin picurare; prin introducerea unsorii consistente în interiorul articulațiilor lanțului, prin cufundarea periodică a acestuia în unsoare încălzită până la lichifiere.

Transmisiile care funcționează la viteze sub 1 m/s și care nu au o funcționare continuă, se pot unge periodic, prin turnarea uleiului pe ramura inferioară a lanțului, la intrarea acesteia în angrenare cu roata de lanț conducătoare.

2.8.5. Carcase și apărători de protecție

Transmisiile care funcționează în carcase închise constituie soluția cea mai bună, acestea asemănându-se cu reductoarele cu roți dințate. Pentru cele care nu funcționează în carcase închise, se prevăd apărători de protecție.