

3. TRANSMISII PRIN CURELE [3; 4; 8; 13; 14; 16; 29; 31]

3.1. CARACTERIZARE. CLASIFICARE. DOMENII DE FOLOSIRE

Transmisiile prin curele sunt transmisiile mecanice, care realizează transmiterea mișcării de rotație și a sarcinii, de la o roată motoare la una sau mai multe roți conduse, prin intermediul unui element flexibil, fără sfârșit, numit curea.

Transmiterea mișcării se poate realiza cu alunecare (la transmisiile prin curele late sau trapezoidale) sau fără alunecare (la transmisiile prin curele dințate).

Transmiterea sarcinii se realizează prin intermediul frecării care ia naștere între suprafețele în contact ale curelei și roților de curea (în cazul transmisiilor cu alunecare) sau prin contactul direct dintre dinții curelei și cei ai roții (în cazul transmisiilor fără alunecare).

O transmisie prin curele se compune din roțile de curea – conducătoare 1 și condusă 2 – elementul de legătură (cureaua) 3 (fig.3.1), sistemul de întindere și apărători de protecție.

Forța necesară de apăsare a curelei pe roțile de curea se realizează la montaj, prin întinderea (deformarea elastică) curelei.

Comparativ cu celelalte transmisiile mecanice, transmisiile prin curele cu alunecare prezintă o serie de avantaje: se montează și se întrețin ușor; funcționează fără zgomot; amortizează șocurile și vibrațiile; necesită precizie de execuție și montaj relativ reduse; costurile de fabricație sunt reduse; transmit sarcina la distanțe relativ mari între arbori; permit antrenarea simultană a mai multor arbori; funcționează la viteze mari; asigură protecția împotriva suprasarcinilor.

Dintre dezavantajele acestor transmisiile se pot menționa: capacitate de încărcare limitată; dimensiuni de gabarit mari, comparativ cu transmisiile prin roți dințate; forțe de pretensionare mari, care solicită arborii și reazemele; raport de transmitere variabil, ca urmare a alunecării curelei pe roți; sensibilitate mărită la căldură și umiditate; durabilitate limitată; necesitatea utilizării unor dispozitive de întindere a curelei.

Dintre dezavantajele acestor transmisiile se pot menționa: capacitate de încărcare limitată; dimensiuni de gabarit mari, comparativ cu transmisiile prin roți dințate; forțe de pretensionare mari, care solicită arborii și reazemele; raport de transmitere variabil, ca urmare a alunecării curelei pe roți; sensibilitate mărită la căldură și umiditate; durabilitate limitată; necesitatea utilizării unor dispozitive de întindere a curelei.

Unele dintre dezavantajele transmisiilor cu alunecare sunt anulate de transmisiile prin curele dințate. Astfel: mișcarea se transmite sincron, vitezele unghiulare ale roților fiind constante și ridicate; randamentul mecanic este mai ridicat; pretensionare mai mică la montaj, deci o solicitare redusă a arborilor și lagărelor.

Principalele dezavantaje ale transmisiilor prin curele dințate sunt legate atât de tehnologia de execuție, mai pretențioasă, atât a roților de curea dințate cât și a curelelor, cât și de costurile montajului.

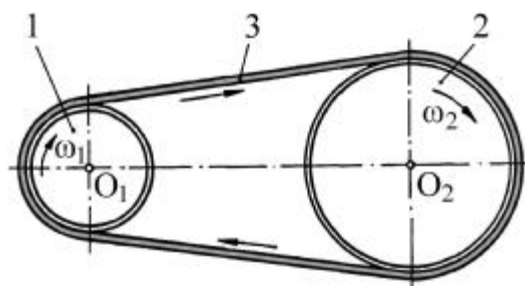


Fig. 3.1

Clasificarea curelelor se face în funcție de forma secțiunii curelei (fig. 3.2), iar clasificarea transmisiilor prin curele se face în funcție de poziția relativă a axelor arborilor, a numărului de arbori antrenati (conduși) și a raportului de transmitere realizat.

După forma secțiunii, curelele pot fi: late (netede – fig. 3.2, a, politriunghiulare – fig. 3.2, b, dințate – fig. 3.2, c), trapezoidale (fig. 3.2, d), rotunde (fig. 3.2, e).



Fig. 3.2

Transmisiile prin curele late pot transmite puteri până la $P = 2000$ kW, la viteze periferice $v \leq 12$ m/s și rapoarte de transmitere $i \leq 6$ (maxim 10). Utilizarea curelelor moderne, de tip compound, a dus la ridicarea performanțelor acestora, domeniul lor de utilizare fiind: $P \leq 5000$ kW; $v \leq 100$ m/s; $i \leq 10$ (maxim 20).

Transmisiile prin curele late politriunghiulare (Poly-V) transmit puteri $P \leq 2500$ kW, la viteze periferice $v \leq 50$ m/s.

Transmisiile prin curele late dințate pot transmite puteri până la $P = 400$ kW, la viteze periferice $v \leq 80$ m/s și rapoarte de transmitere $i \leq 8$ (maxim 10).

Transmisiile prin curele trapezoidale pot transmite puteri până la $P = 1200$ kW, la viteze periferice $v \leq 50$ m/s, atunci când distanța dintre axe $A < 3$ m, iar raportul de transmitere maxim $i \leq 8$ (maxim 10).

Pentru aceste curele, în tabelul 3.1 sunt prezentate, în funcție de diverși parametri (economici, funcționali etc.), câteva performanțe ale transmisiilor echipate cu aceste curele.

Tabelul 3.1

Performanțe ale transmisiilor prin curele

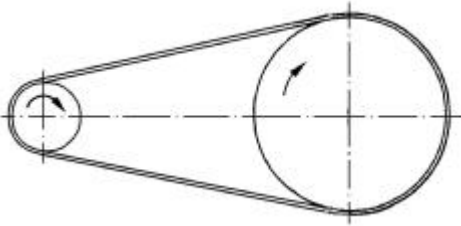
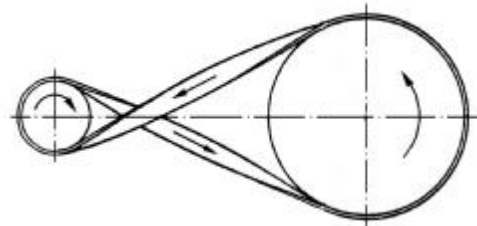
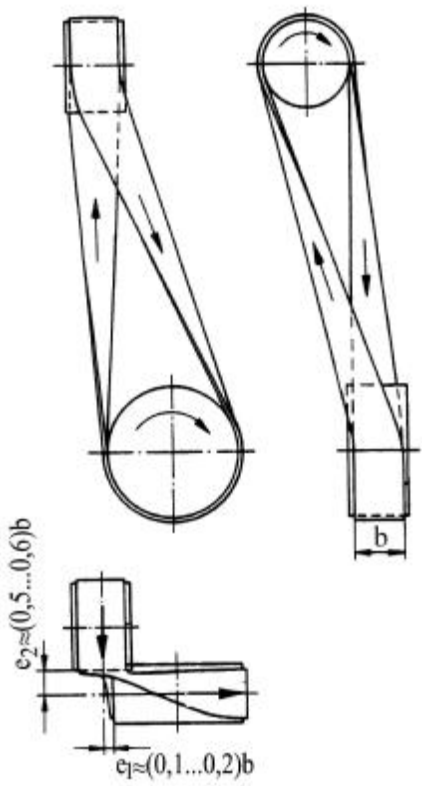
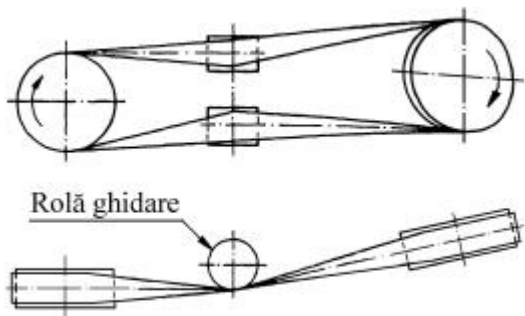
Parametrul	Curele late	Curele politriunghiulare	Curele dințate	Curele trapezoidale		Curele rotunde
				Clasice	Înguste	
Indicele costului instalării	1,1	1,2	1,4	1,4	1,0	ND ^{*)}
Întreținere	Da	Da	Nu	Da	Da	Da
Raport putere/volum (kW/cm ³)	0,8	1,7	1,9	0,7	1,8	ND ^{*)}
Frecvența maximă a îndoirilor	200	100	200	40	80	40
Încărcarea arborilor ^{*)}	$(2...3)F_u$	$(2...2,5)F_u$	F_u	$(2...2,5)F_u$		$(2...3)F_u$
Randament %	97...98	97	98	95	96	95
Raportul F_u/F_0 ^{*)}	0,3...0,4	0,4...0,5	1	0,5...0,6		0,4

^{*)} ND – nu sunt date; F_u – forța utilă; F_0 – forța de pretensionare.

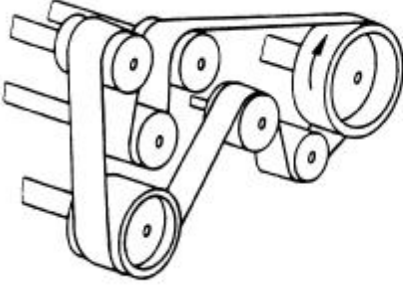
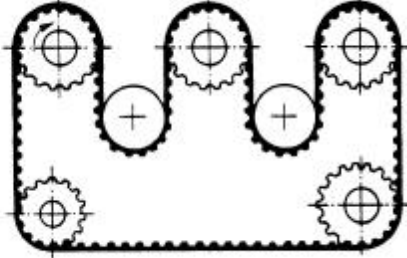
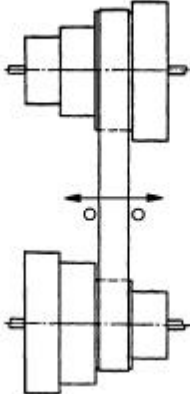
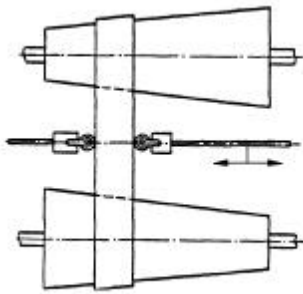
Clasificarea transmisiilor prin curele, în funcție de criteriile mai înainte prezentate, este dată în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

Clasificarea transmisiilor prin curele

Criteriul de clasificare	Tipul transmisiei	
Poziția relativă a axelor arborilor	Cu axe paralele	
	Cu ramuri deschise	Cu ramuri încrucișate
		
	Cu axe încrucișate	
	Fără role de ghidare	Cu role de ghidare
		

Tabelul 3.2(continuare)

Criteriul de clasificare	Tipul transmisiei	
Numărul arborilor conduși	Cu un arbore condus (v. figurile de mai sus)	
	Cu mai mulți arbori antrenați (conduși)	
		
Raportul de transmitere	Cu raport de transmitere constant (v. figurile de mai sus)	
	Cu raport de transmitere variabil	
	În trepte (cutie de viteze)	Continuu (variator – v. cap. 4)
		

3.2. TIPURI DE CURELE. MATERIALE. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

Materialele din care se confecționează curelele trebuie să îndeplinească următoarele condiții de bază: să fie foarte elastice, pentru a se putea înfășura pe roți cu diametre mici, fără ca tensiunile de încovoiere, care iau naștere, să aibă valori însemnate; coeficientul de frecare a elementului curelei în contact cu roata de curea să fie cât mai mare (pentru transmisiile prin curele cu alunecare); elementul curelei care preia sarcina principală de întindere să aibă o rezistență ridicată; elementul curelei, în contact cu roata, să fie rezistent la uzură și oboseală și să fie rezistent și la acțiunea agenților externi; să fie ieftine.

3.2.1. Curele late netede (lise)

Materialele pentru aceste curele pot fi: pielea, țesăturile textile, pânza cauciucată, materialele plastice, benzile metalice.

Curelele din piele. Sunt confecționate din piele de bovine, utilizându-se, de preferință, zona spinării animalului (crupon). Se execută dintr-un singur strat (simple) sau în mai multe straturi (multiple), lipite între ele, pe toată lungimea. Pielea se tăbăcește cu tananți vegetali și, în cazuri speciale, cu tananți minerali, obținându-se, în acest caz, o flexibilitate mai mare.

Deși pielea satisface multe din condițiile impuse materialelor pentru transmisiile prin curele – rezistență la uzură, coeficient de frecare mare, rezistență la acțiunea unor agenți exteriori (ulei, unsori, apă) – unele deficiențe – rezistență redusă la curgere a materialului (care duce la deformări plastice importante, respectiv la demontări frecvente pentru scurtarea și reîmbinarea capetelor), rezistență redusă la oboseală și faptul că este un material deficitar – au făcut ca, în ultimul timp, aceste curele să fie din ce în ce mai puțin folosite, fiind înlocuite de curelele țesute sau compound.

Curelele din țesături textile. Sunt confecționate din țesături textile și pot fi într-un singur strat sau în mai multe straturi. În cazul în care sunt executate din mai multe straturi, îmbinarea capetelor se poate realiza prin coasere, printr-o contextură specială sau prin lipire.

Materialul din care se execută cureaua poate fi un material textil natural (bumbac, celofibră, lână, păr de cămilă sau capră, cânepă, in, mătase naturală etc.) sau fibre sintetice (vâscoză, poliamide, poliesteri).

Curelele din țesături textile prezintă unele avantaje: pot fi țesute fără fine, ceea ce asigură transmisiei un mers liniștit; pot funcționa la viteze mari $v \leq 60$ m/s; pot funcționa pe roți de diametre mici, datorită flexibilității ridicate. Ca dezavantaje, se pot menționa: durabilitate scăzută, datorită rezistenței reduse a marginilor curelei; alungire în timp; sensibilitate la acțiunea căldurii, umezelii, acizilor etc.

Curelele din țesături impregnate cu cauciuc. Sunt confecționate din mai multe straturi de țesături textile, solidarizate între ele prin cauciuc vulcanizat. Țesăturile textile (insertii) reprezintă elementul de rezistență al curelei. Insertia se poate realiza sub forma unor straturi paralele (fig.3.3, a), prin înfășurare în mai multe straturi sub formă de spirală (fig.3.3, b) sau în straturi concentrice (fig.3.3, c).

Aceste curele au între straturi și la exterior cauciuc vulcanizat (fig. 3.3, d), fiind rezistente la umezeală și la medii umede, acide sau bazice. Curelele înfășurate sunt mai rigide decât cele stratificate, în schimb marginile sunt mai rezistente, putând fi utilizate la transmisiile cu ramuri sau axe încrucișate.

Dacă în loc de țesătura textilă se folosesc insertii sub formă de șnur (fig. 3.4), se obțin curele cu flexibilitate mărită.

Curelele din materiale plastice. Se folosesc două tipuri de curele, în care apare materialul plastic: curele numai din material plastic și curele din material plastic și alte materiale (compound =

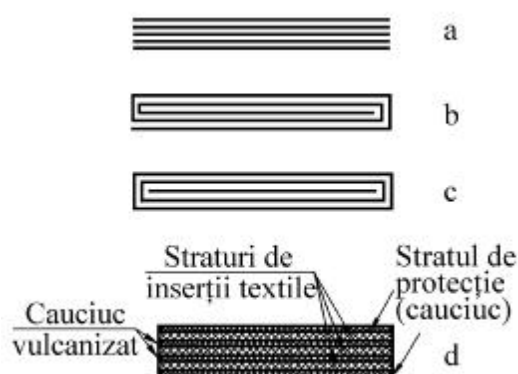


Fig. 3.3

compuse). Materialele plastice folosite sunt materialele poliamidice și poliesterice, utilizate sub formă de folii de grosimi diferite sau sub formă de fire împletite sau cablate.

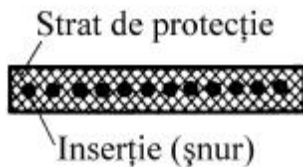


Fig. 3.4

Curelele compound (fig. 3.5) sunt realizate dintr-o folie sau dintr-un strat de șnururi din poliamidă sau poliester, ca element de rezistență, căptușit la interior cu un strat subțire din piele de înaltă calitate (cromată special) și dintr-un strat de protecție, dispus pe partea exterioară. Stratul din material plastic este elementul de rezistență al curelei (nilon, cu $\sigma_r = 400$ MPa; poliester, cu $\sigma_r = 850$ MPa), iar stratul din piele este cel care asigură o aderență bună (frecare mare) între curea și roți ($\mu = 0,45 \dots 0,6$, la $v = 20 \dots 30$ m/s).

Prin construcția lor, curelele compound însumează proprietățile de rezistență ale materialelor plastice cu cele de fricțiune ale pielii. Curelele compound sunt rezistente la produse petroliere, sunt foarte flexibile – putându-se înfășura pe roți de diametre foarte mici ($D/h \geq 10$) – sunt antielectrostatice, funcționează bine la temperaturi până la 120°C , permit viteze periferice foarte mari ($v > 100$ m/s), suportă frecvențe de îndoiri mari (până la 100 Hz), au o durabilitate mare și sunt, practic, insensibile la umiditate.

Performanțele ridicate ale acestor curele fac posibilă utilizarea lor la realizarea transmisiilor cu dimensiuni de gabarit mici și a celor care funcționează la viteze mari; diametrul minim al roții de curea poate ajunge la 25 mm, iar turația la 300.000 rot/min. Curelele având ca insertie folie de poliamidă se execută la orice lungimi și cu lățimi până la 1200 mm, atât cu fine cât și fără fine. Curelele cu insertie din șnur poliamidic se execută numai fără fine, la lungimi până la 10.000 mm și lățimi până la 500 mm.

Curelele late politriunghiulare (Poly-V). Au o construcție specială, suprafața exterioară fiind netedă, iar suprafața interioară este profilată. Suprafața interioară prezintă proeminente, dispuse longitudinal, cu profil triunghiular. Elementul de rezistență este un șnur din material plastic (fig. 3.6), înglobat în masa de cauciuc a curelei. Cureaua este acoperită la exterior cu un strat protector, realizat din material plastic, care asigură aderența și rezistența la uzare a curelei. Porțiunea profilată, având înălțime mică în raport cu înălțimea totală a curelei, conferă acestor curele o

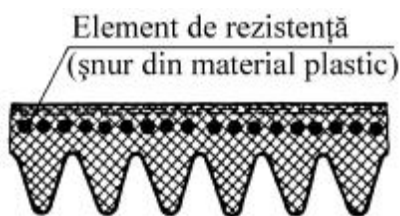


Fig. 3.6

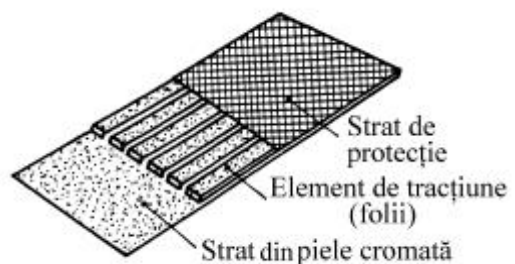


Fig. 3.5

flexibilitate mare, comparabilă cu cea a curelelor late obișnuite. Proeminențele triunghiulare – de contact ale curelei cu roata – asigură o aderență sporită și presiuni de contact mai mici decât în cazul curelelor late. Curelele politriunghiulare transmit puteri $P \leq 1250$ kW, la viteze $v \leq 50$ m/s.

Benzile metalice. Se prezintă sub forma unor benzi din oțel de mare rezistență ($\sigma_r = 1300...1600$ MPa), cu lățimi cuprinse între 20...250 mm și grosimi între 0,6...1,1 mm.

Transmisiile cu benzi metalice pot funcționa la viteze foarte mari (apropiate de viteza sunetului), asigurând transmiterea unor puteri mari. Necesită forțe de întindere, inițiale, foarte mari, o foarte ridicată precizie de execuție și montaj a roților și o rigiditate mare a arborilor. Se pot utiliza în locul curelelor din piele sau textile sau în locul angrenajelor, la locomotive, vapoare, termocentrale etc. În comparație cu angrenajele, transmisiile cu bandă funcționează cu zgomot mult mai redus. Pentru mărirea coeficientului de frecare dintre banda metalică și roțile transmisiei, roțile de curea se pot căptuși cu plută ($\mu = 0,35$).

La transmisiile care funcționează cu viteză foarte mare, pentru ca pierderile prin frecarea dintre elementele în mișcare și atmosferă să fie cât mai reduse, se recomandă introducerea acestora în carcase cu un anumit grad de vid.

3.2.2. Curele late dințate (sincrone)

Cureaua dințată (fig. 3.7) se compune dintr-un element de înaltă rezistență 1, înglobat într-o masă compactă de cauciuc sau material plastic 2. Suprafața exterioară și zona danturată sunt protejate cu un strat 3, din țesături din fibre sintetice rezistente la uzură și la agenți chimici și termici. Elementul de rezistență 1 poate fi realizat din cabluri metalice, din fibre de poliester sau fibre de sticlă.

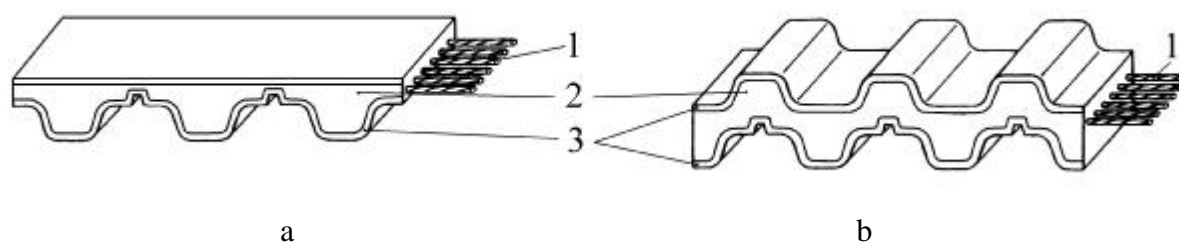


Fig. 3.7

Dantura poate fi dispusă pe o parte a curelei (fig. 3.7, a) sau pe ambele părți (fig. 3.7, b). Curelele cu dantură pe o singură parte se folosesc la transmisiile cu axe paralele și ramuri deschise, cu sau fără rolă de întindere (fig. 3.8, a și b), iar curelele cu dantură pe ambele părți se folosesc la transmisiile cu mai mulți arbori, dispuși de o parte și de alta a curelei (fig. 3.8, c).

Dinții curelelor pot fi trapezoidali, parabolici și semicirculari. Profilul clasic al dintelui este cel trapezoidal, în ultimul timp executându-se și profile curbilinii, prin aceasta urmărindu-se reducerea zgomotului și îmbunătățirea modului de intrare și ieșire în și din angrenare. Profilul cu formă parabolică permite utilizarea dinților mai înalți în raport cu profilul tradițional. Această caracteristică, cumulată cu robustețea dintelui, permite o creștere a sarcinii transmise și o reducere a

interfeței create în timpul angrenării dintre dintele curelei și cel al roții. Forma parabolică determină următoarele avantaje: reducerea zgomotului în funcționare; sporirea puterii transmise; creșterea

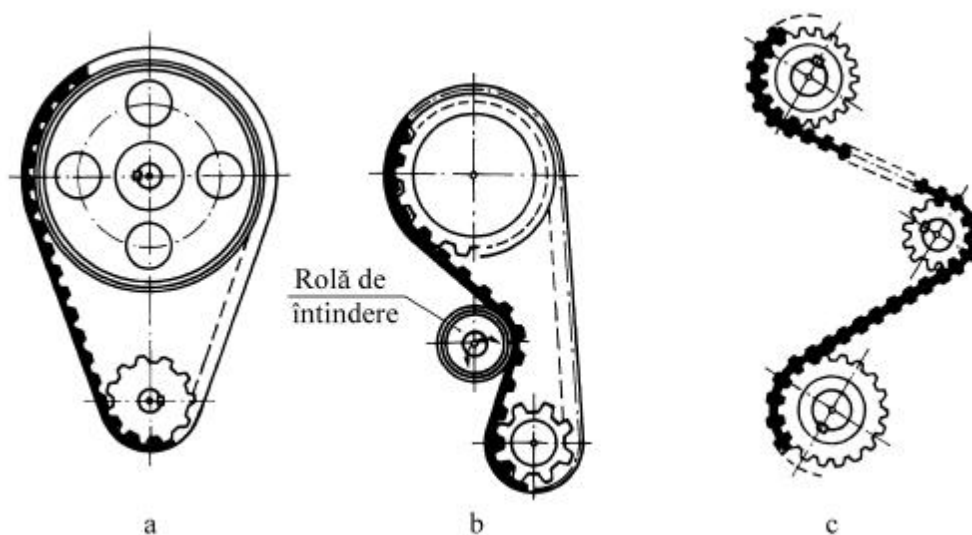


Fig. 3.8

rezistenței dintelui la oboseală.

Curelele sincrone cu dinți trapezoidali, considerate standard, se utilizează în transmisii de până la 150 CP și 16.000 rot/min. Dimensiunile standardizate sunt cele corespunzătoare pasului de (în țoli): 0,080 (2/25); 0,125 (1/8); 0,200 (1/5); 0,375 (3/8); 0,500 (1/2); 0,875 (7/8) și 1,25 (1 1/4), conform ISO 5294, 5295, 5296.

Curelele cu dinți curbilunii, cu profil parabolic și semicircular, pot prelua sarcini mai mari cu până la 200% față de cele cu dinți trapezoidali. Se regăsesc în gama de dimensiuni corespunzătoare pașilor de 3, 5, 8 și 14 mm.

Transmisiiile prin curele dințate realizează transmiterea mișcării fără alunecare, dinții curelei angrenând cu dantura roții de curea. Aceste transmisii cumulează avantajele transmisiilor prin curele late și ale transmisiilor prin lanț.

Datorită avantajelor pe care le prezintă, aceste transmisii s-au impus, fiind utilizate în multe domenii, cum ar fi: construcția de autovehicule (la sistemul de distribuție); construcția mașinilor-unelte, construcția mașinilor textile, birotică, computere, proiectoare, mașini de scris etc.

3.2.3. Îmbinarea capetelor curelelor late

Curelele late se pot realiza: fără fine, sub forma unor benzi lungi, îmbinate la capete prin diverse metode. O transmisie prin curele, îmbinată la capete, poate utiliza întreaga capacitate portantă a curelei numai atunci când îmbinarea capetelor acestora este făcută corespunzător. Problema îmbinării corespunzătoare a capetelor curelelor se pune, în special, la transmisiile cu viteze ridicate și la transmisiile cu roți de diametre mici. O îmbinare trebuie să prezinte următoarele calități: să nu micșoreze durabilitatea curelei; să nu reducă flexibilitatea curelei; să nu producă

vibrații sau o funcționare neregulată a curelei; să fie rezistentă la umiditate, la ulei și unsoare; să reziste la temperatura de funcționare a curelei; să se execute ușor și repede.

Îmbinarea capetelor curelelor late se poate realiza prin lipire, respectiv vulcanizare, prin coasere sau cu elemente metalice speciale.

Lipirea este procedeul de îmbinare care se folosește la curelele din piele, materiale plastice și la cele de tip compound. Se folosesc adezivi sintetici, care asigură rezistență ridicată la tracțiune ($\sigma_r \geq 17$ MPa). Datorită acestor adezivi, lipirea a devenit cea mai rațională metodă de îmbinare a capetelor curelelor. Înainte de lipire, capetele curelei se subțiază sub formă de pană (fig. 3.9, a), pe anumite lungimi. În cazul curelelor din piele formate din două straturi, lipirea se execută sub formă de pană, ca în fig. 3.9, b. Viteza de lucru a curelei $v < 30$ m/s, iar la curelele foarte flexibile $v < 50$ m/s.

La curelele din țesături impregnate cu cauciuc, care se îmbină prin vulcanizare, capetele curelei se subțiază în trepte (fig. 3.9, c), ținând seama de structura stratificată a acestora.

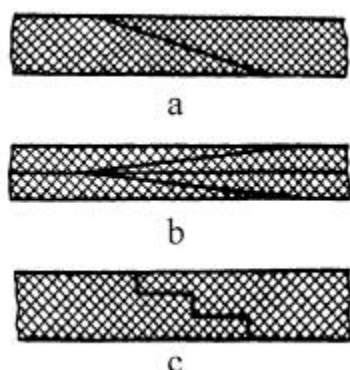


Fig. 3.9

Îmbinarea prin coasere sau cu elemente metalice speciale se utilizează, în special, în cazul curelelor din țesături textile, putându-se utiliza și la curelele din piele. Îmbinarea mecanică se poate realiza cu agrafe din oțel (fig.3.10) sau cu elemente suplimentare metalice, fixate cu șuruburi; acestea din urmă nu sunt recomandate, întrucât produc șocuri și vibrații în transmisie, ceea ce face ca viteza maximă

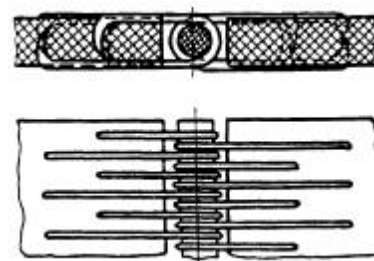


Fig. 3.10

să fie limitată la $v < 5...10$ m/s.

3.2.4. Curele trapezoidale

Cureaua trapezoidală are în secțiune transversală forma unui trapez isoscel și este formată din mai multe zone. Zona 1 reprezintă elementul de rezistență al curelei, care poate fi realizat din țesătură de bumbac (fig. 3.11, a), din șnur (fig. 3.11, b) sau din cablu (fig. 3.11, c). Elementul de rezistență este învelit într-o masă de cauciuc sintetic, care cuprinde zona de compresiune 2 (duritate

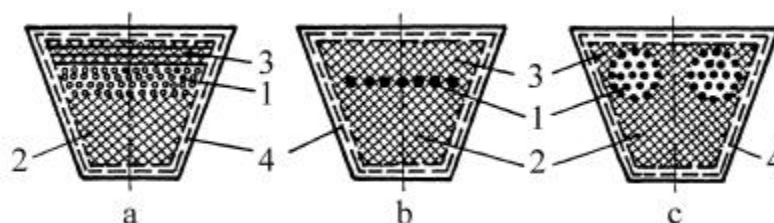


Fig. 3.11

70...80⁰ Sh) și zona de întindere 3 (duritate 60...70⁰ Sh). La exterior, cureaua este protejată prin învelișul de protecție 4, format din unul sau mai multe straturi de pânză cauciucată.

Curelele trapezoidale sunt standardizate, în funcție de dimensiunile secțiunii, în două tipuri: curele trapezoidale clasice și curele trapezoidale înguste. La aceste curele, flancul în stare liberă este rectiliniu.

Se mai folosesc și alte tipuri de curele trapezoidale, cum ar fi: curele speciale, curele dublu trapezoidale sau curele trapezoidale multiple. Curelele trapezoidale speciale (fig. 3.12, a) au flancurile în stare liberă concave, oferind avantajul unei așezări corecte a curelei pe roată, în timpul

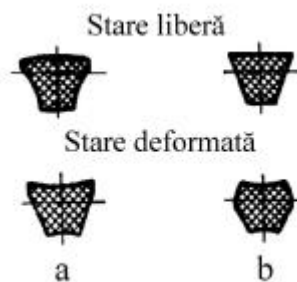


Fig. 3.12

funcționării. În stare deformată, atunci când cureaua se înfășoară pe roată, flancul curelei devine rectiliniu, ca și flancul canalului de pe roata de curea (la curelele clasice, în stare deformată flancul curelei nu mai rămâne rectiliniu (fig. 3.12, b)). Curelele dublu trapezoidale (fig. 3.13, a) se folosesc în cazul transmisiilor cu mai multe roți conduse, dispuse pe ambele părți ale curelei (fig. 3.13, b). Curelele trapezoidale multiple (fig. 3.14) înlocuiesc curelele trapezoidale simple montate în paralel, prezentând avantajul că evită alungirile inegale ale elementelor componente.

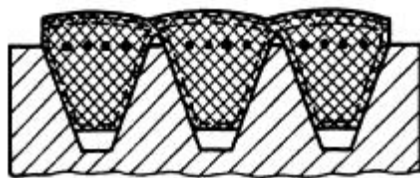


Fig. 3.14

În comparație cu transmisiile prin curele late clasice, transmisiile prin curele trapezoidale se caracterizează prin capacitate portantă mai mare și o încărcare mai mică a arborilor. Aceste avantaje sunt determinate de frecarea mărită dintre curea și roți, coeficientul de frecare redus μ' fiind de aproximativ trei ori mai mare decât coeficientul de frecare de alunecare μ . Cureaua trapezoidală prezintă avantaje, în special, la transmisiile cu distanțe mici între axe și cu rapoarte mari de transmitere.

funcționării. În stare deformată, atunci când cureaua se înfășoară pe roată, flancul curelei devine rectiliniu, ca și flancul canalului de pe roata de curea (la curelele clasice, în stare deformată flancul curelei nu mai rămâne rectiliniu (fig. 3.12, b)). Curelele dublu trapezoidale

(fig. 3.13, a) se folosesc în cazul transmisiilor cu mai multe roți conduse,

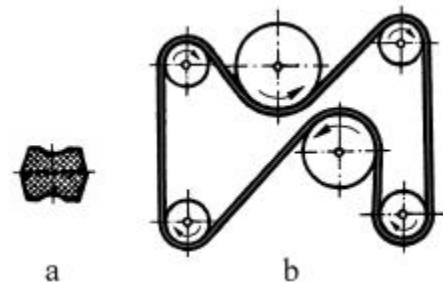


Fig. 3.13

În comparație cu transmisiile prin curele late clasice, transmisiile prin curele trapezoidale se caracterizează prin capacitate portantă mai mare și o încărcare mai mică a arborilor. Aceste avantaje sunt determinate de frecarea mărită dintre curea și roți, coeficientul de frecare redus μ' fiind de aproximativ trei ori mai mare decât coeficientul de

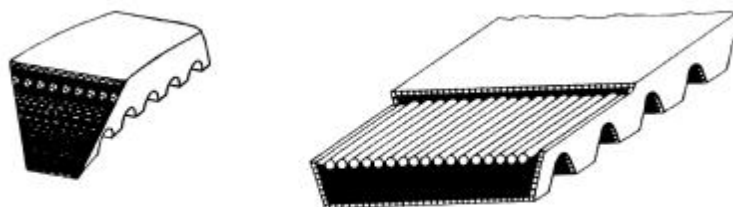


Fig. 3.15

Curelele trapezoidale cu striații transversale, care conduc la mărirea elasticității curelei la înfășurarea pe roți, realizează micșorarea tensiunii de încovoiere și mărirea suprafeței de contact a flancurilor curelei cu roata (fig. 3.15).

3.3. ROȚI PENTRU TRANSMISIILE PRIN CURELE

O roată de curea se compune din următoarele părți: obadă, disc sau spițe și butuc. Roțile de curea trebuie să îndeplinească, în principal, următoarele condiții: să fie cât mai ușoare, dar să asigure transmiterea sarcinii; să fie bine echilibrate; să asigure un coeficient de frecare ridicat și să nu uzeze cureaua; să suporte viteze periferice mari.

Materialele folosite la realizarea roților pentru transmisiile prin curele sunt: fonta (folosită cel mai frecvent), oțelul, aluminiul, materialele plastice, lemnul sau cartonul presat.

3.3.1. Roți pentru transmisiile prin curele late netede

Cel mai frecvent se folosesc roțile din fontă. La viteze periferice $v < 30$ m/s, se folosesc fontele cenușii, iar la viteze mai mari fontele aliate. Roțile cu diametre relativ mici ($D < 500$ mm) se execută cu disc continuu (fig. 3.16, a), cu găuri pentru ușurare (fig. 3.16, b) sau în construcția sudată (fig. 3.16, c). Roțile cu diametre mai mari ($D > 500$ mm) se execută cu spițe (fig. 3.17, a) sau din două bucăți solidarizate cu șuruburi (fig. 3.17, b), pentru $D > 2000$ mm.

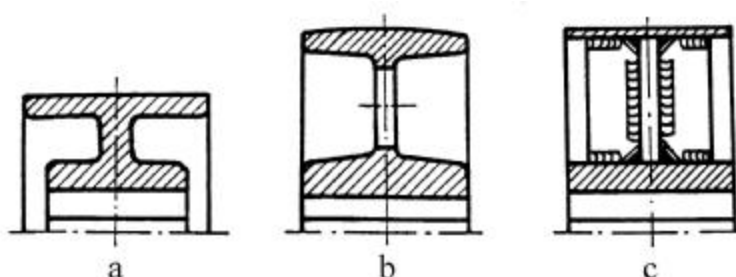


Fig. 3.16

În fig. 3.17, a sunt prezentate două roți, una cu suprafața exterioară (de contact cu cureaua) bombată, iar cealaltă cu suprafața exterioară cilindrică. Și poziția butucului este diferită la cele două roți.

În fig. 3.17, b sunt prezentate, pentru aceeași lățime a suprafeței exterioare, trei posibilități de realizare a butucului, definit prin lungimea L .

Roțile din oțel se folosesc la viteze mai mari ($v > 40$ m/s) și se realizează prin turnare (v. fig. 3.16, a și b) sau în construcție sudată (v. fig. 3.16, c). La roțile sudate, discul și obada se execută din tablă, iar butucul prin turnare sau din semifabricat laminat, prin așchiere.

Roțile din aluminiu sunt ușoare și pot funcționa la aceleași viteze periferice ca și roțile din oțel. Deoarece aluminiul este un material scump, se recomandă numai la roți de dimensiuni mici ($D < 200$ mm).

Roțile din materiale plastice se folosesc, mai ales, în transmisiile prin curele din piele sau din țesături textile. Materialele din care se confecționează sunt: bachelita, textolitul, poliamidele etc. La serii mici de fabricație, aceste roți se execută din textolit sau lemn stratificat și se prelucrează prin așchiere. La serii mari, roțile se execută prin injecție, folosind ca material poliamida sau bachelita. Constructiv, roțile din materiale plastice sunt identice cu cele din materiale metalice. Pentru a asigura rezistența canalelor de pană din butuc, se execută roți de curea cu bucășă metalică, pe care se injectează restul roții.

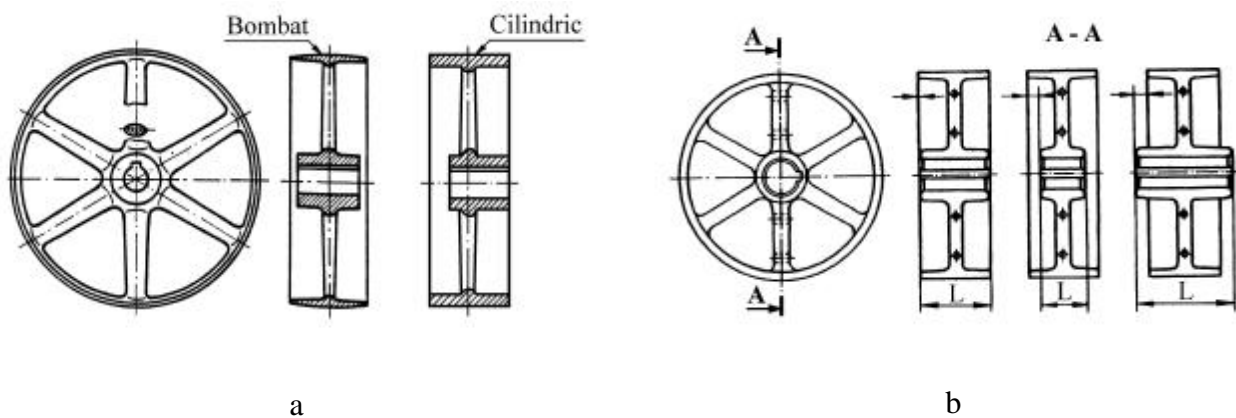


Fig. 3.17

Suprafața exterioară (activă) a roților de curea poate fi cilindrică sau bombată. Prin bombare se asigură stabilitatea în funcționare a curelei, evitându-se alunecarea laterală a acesteia de pe obada roții. La transmisiile cu axe paralele care funcționează la viteze mari ($v > 50$ m/s), ambele roți ale transmisiei sunt bombate. La transmisiile cu mai multe roți conduse, se execută cu bombament numai roțile care acționează pe aceeași parte a curelei, celelalte roți fiind cilindrice. La transmisiile care funcționează la viteze $v < 20$ m/s și la transmisiile cu axe încrucișate, se folosesc roți cilindrice.

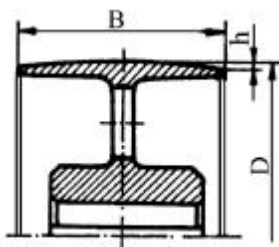


Fig. 3.18

de curea utilizate în construcția de mașini agricole. În fig. 3.19, a se prezintă forma constructivă a roților de curea cu lățimea obezii $B \leq 85$ mm, iar în fig. 3.19, b pentru roțile cu $B > 85$ mm; în fig. 3.19, c

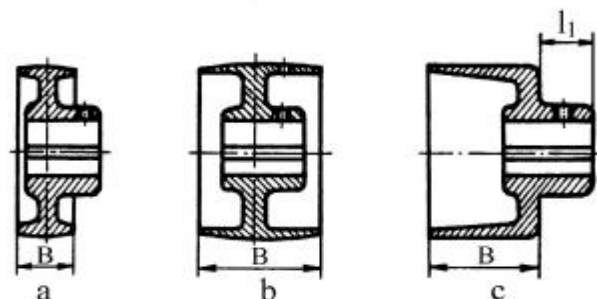


Fig. 3.19

este prezentată forma constructivă a roților de curea cu $l_1 \leq 30$ mm.

Roțile de curea se echilibrează static pentru viteze $v \leq 25$ m/s, iar pentru viteze $v > 25$ m/s sau $B/D > 0,25$ se echilibrează dinamic, dezechilibrul maxim admis fiind de 0,03 Nmm/kg masă roată de curea.

3.3.2. Roți pentru transmisiile prin curele trapezoidale

Roțile de curea pentru transmisiile prin curele trapezoidale clasice și înguste au dimensiunile canalelor standardizate, diametrele minime și maxime ale roților fiind limitate în funcție de tipul curelei utilizate.

Materialele utilizate pentru realizarea roților de curea sunt fonta, oțelul, aliaje din metale ușoare și unele materiale plastice.

Roțile pentru curelele trapezoidale se pot realiza: în construcție turnată (fig. 3.20, a, b, c), pentru diametre maxime de 300 mm; în construcție sudată (fig. 3.20, d), pentru diametre mai mari de 300 mm; din elemente de tablă ștanțată, îmbinate prin lipire, nituire sau sudare (fig. 3.20, e, f, g). În cazul unor transmisii cu distanță mică între axe – pentru obținerea întinderii curelei și pentru realizarea unui reglaj fin al raportului de transmitere – se folosesc construcții speciale, cu curelele reglabile (fig. 3.20, h).

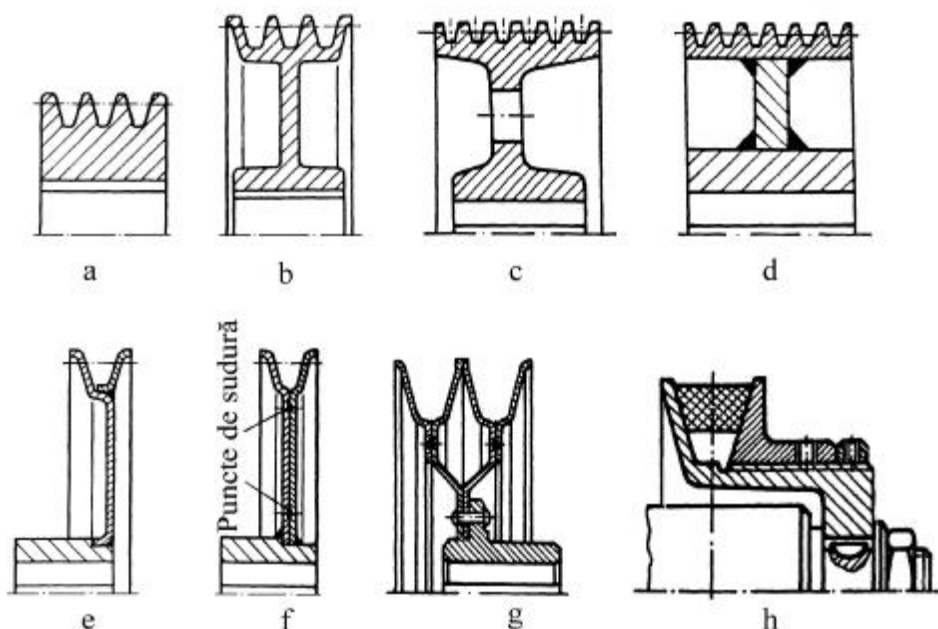


Fig. 3.20

3.3.3. Roți pentru transmisiile prin curele dințate (sincrone)

Roțile pentru curelele dințate, în afara geometriei dinților (v. subcap. 3.5.1.), care trebuie să asigure o angrenare corectă cu dinții curelei, trebuie să asigure și poziția corectă în plan axial a curelei, de aceea, la aceste roți, trebuie prevăzute reazeme laterale.

În fig. 3.21 sunt prezentate câteva soluții pentru realizarea roților dințate, pentru curelele dințate. În fig. 3.21, a și c sunt prezentate roți cu umeri de ghidare a curelei într-un singur sens, în fig. 3.21, b cu ghidare în ambele sensuri și în fig. 3.21, d fără ghidare axială.

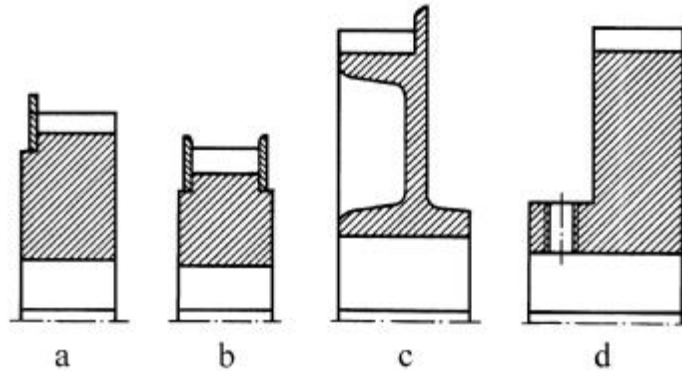


Fig. 3.21

3.4. SISTEME DE TENSIONARE A CURELEI

Pentru realizarea forțelor de frecare dintre curea (curele) și roțile de curea, necesare la transmisiile cu alunecare pentru transmiterea momentului de torsiune, este necesară tensionarea curelei. Aceasta se poate realiza periodic, printr-un montaj adecvat, sau continuu, în timpul funcționării.

Sistemele de tensionare folosite sunt de două feluri: sisteme de tensionare permanentă, independente de momentul de torsiune transmis, dar proiectate pentru transmiterea acestuia, respectiv sisteme de tensionare automată, care realizează o tensionare variabilă, funcție de momentul de torsiune transmis.

3.4.1. Sisteme de tensionare permanente

Prin utilizarea acestor sisteme, se realizează o tensionare inițială a curelei cu forța F_0 , stabilită, prin calcul, în funcție de sarcina ce trebuie transmisă. Funcționarea transmisiei la alte valori ale sarcinii are loc fie cu o încărcare incompletă a curelei, fie cu patinarea acesteia.

Forța de tensionare F_0 a curelei poate fi realizată prin elasticitatea curelei sau prin aplicarea unor forțe exterioare de tensionare.

3.4.1.1. Tensionarea realizată prin elasticitatea curelei

Tensionarea prin elasticitatea curelei se realizează prin scurtarea acesteia (când este posibil – la curele late) sau prin deplasarea poziției motorului, deci prin modificarea distanței între axe. Acest tip de tensionare are dezavantajul că, periodic, este necesar controlul stării de tensiune a curelei și, dacă este necesar, aducerea transmisiei în limitele tensionării inițiale.

În fig. 3.22 sunt prezentate, schematic, câteva posibilități de tensionare (retensionare) a transmisiei prin curele. Astfel, în fig. 3.22, a și b, tensionarea se realizează prin deplasarea motorului, în sensul măririi distanței dintre axe, prin tragerea motorului (fig. 3.22, a), respectiv prin utilizarea unor șuruburi de reglare (fig. 3.22, b). În aceste două situații, reglarea tensionării se realizează la montaj și apoi periodic. În fig. 3.22, c este prezentat un sistem de tensionare permanentă, greutatea G realizând deplasarea axială a motorului.

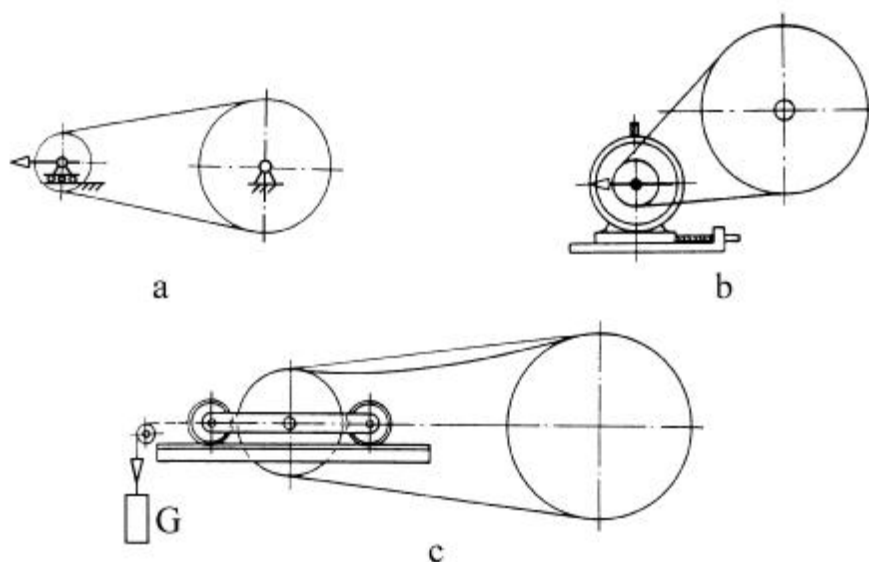


Fig. 3.22

Determinarea mărimii sarcinii de tensionare F_0 se realizează cu ajutorul unui dispozitiv plasat tangent la cele două roți ale transmisiei (pe lungimea l_T). Sub acțiunea unei sarcini F_p (stabilită în cataloage sau de constructor), cureaua se deformează, creându-se săgeata f (fig. 3.23). Din tabele, în funcție de f , se determină sarcina F_0 , existentă în curea.

Schemei din fig. 3.22, b îi corespunde varianta constructivă din fig. 3.24, a, în fig. 3.24, b fiind prezentată o variantă de întindere a curelei tot cu ajutorul unui șurub de reglare, motorul fiind plasat pe un suport ce poate bascula în jurul unei articulații.

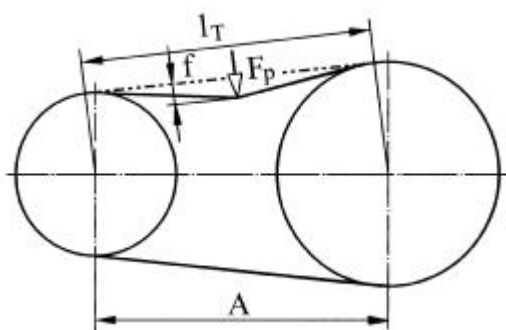


Fig. 3.23

3.4.1.2. Tensionare realizată prin aplicarea unor forțe exterioare

Forțele exterioare sunt realizate prin intermediul unor role de întindere, asigurându-se tensionarea constantă a curelei.

Rola de întindere poate fi plasată la exteriorul transmisiei sau la interiorul acestuia, fiecare poziționare având avantaje și dezavantaje. Astfel, plasarea la exterior a rolei (fig. 3.25, a), în apropierea

roții mici (de pe arborele motorului), are avantajul măririi unghiului de înfășurare a curelei pe roata

mică a transmisiei, dar prezintă dezavantajul solicitării alternate la încovoiere. Plasarea rolei în interiorul transmisiei, în apropierea roții mari (fig. 3.25, b), are drept consecință o solicitare oscilantă la încovoiere a curelei, dar provoacă micșorarea unghiului de înfășurare pe roata mică, micșorare importantă la rapoarte mari de transmitere.

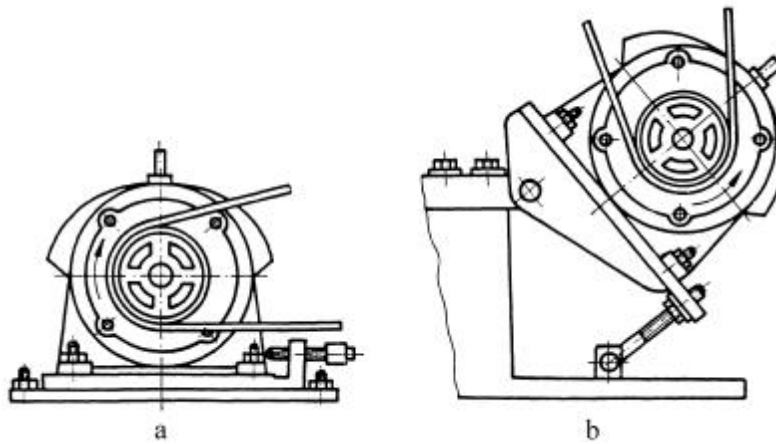


Fig. 3.24

În fig. 3.25, c este prezentată soluția constructivă a unei transmisii prin curele cu rolă de

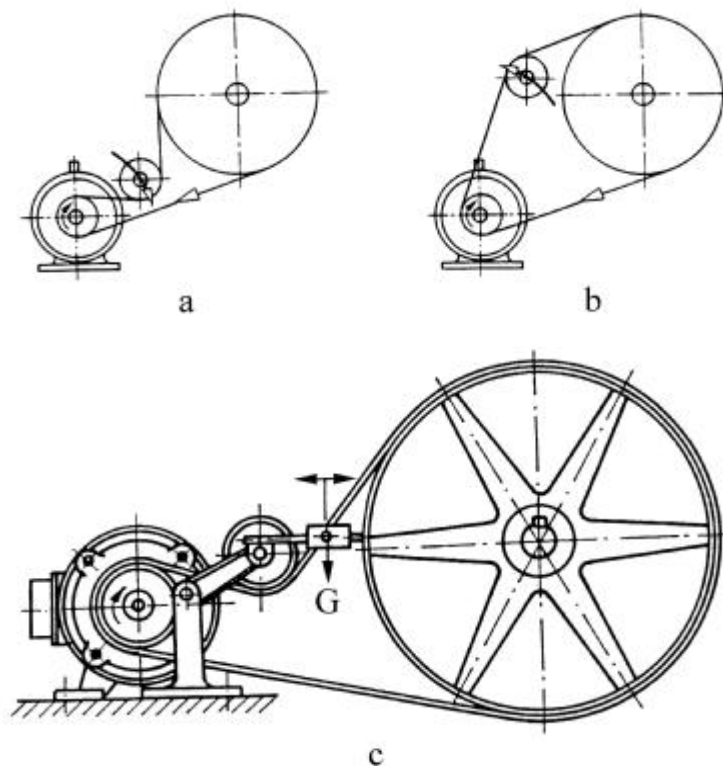


Fig. 3.25

întindere plasată la exteriorul transmisiei. Reglarea întinderii, deci a valorii sarcinii de tensionare F_0 , se realizează printr-un (mecanism) cadru cu bare. Astfel, prin deplasarea greutății G pe bara suport, se modifică momentul creat de această forță, prin modificarea brațului stabilit față de articulația acesteia. În aceste condiții, sarcina de apăsare a rolei se modifică, modificând și sarcina de tensionare.

3.4.2. Sisteme de tensionare automată

Aceste sisteme realizează o sarcină de tensionare variabilă ($F_0 \neq \text{const.}$), în funcție de momentul transmis. La funcționarea în gol sau în repaus, sarcinile din ramurile curelei sunt nule, eliminându-se, astfel, dezavantajul principal al sistemelor de tensionare permanente. Prin utilizarea acestor sisteme, se asigură funcționarea transmisiei în zona optimă a factorilor de tracțiune (indiferent de sarcina transmisă), recomandându-se la transmisiile care trebuie să funcționeze cu alunecări elastice minime. Se precizează, însă, că aceste sisteme nu realizează protecție în cazul suprasarcinilor.

În fig. 3.26, a și b sunt prezentate, schematic, două sisteme de tensionare automată.

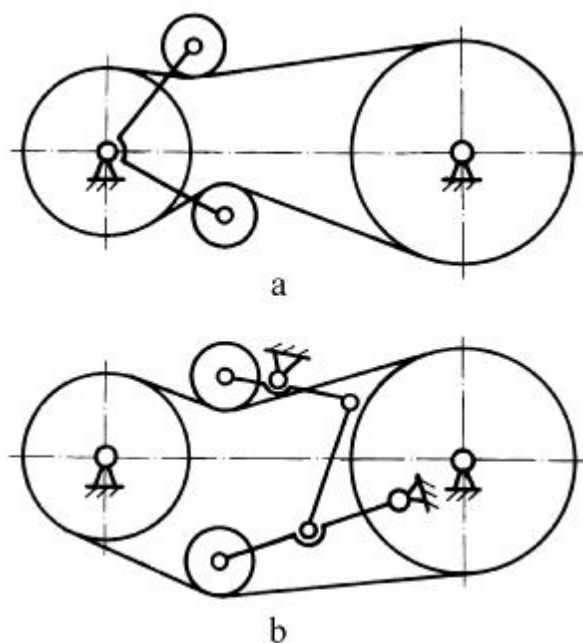


Fig. 3.26

În fig. 3.27 este prezentat, constructiv, un sistem de tensionare automată. Roata dințată $z_1(P)$ este asamblată pe arborele motorului electric M . Roata dințată z_2 este dintr-o bucată cu roata de curea S și este liberă pe un bolț (sprijinirea se realizează printr-un lagăr de alunecare), presat în brațul H , basculant pe arborele motorului. În

În fig. 3.26, a este prezentat un astfel de sistem cu două role, care acționează pe cele două ramuri ale curelei și care se află în echilibru datorită tensiunilor din ramurile curelei. Tensiunea în curea se realizează automat, în funcție de sarcina transmisă. Poziționarea roletelor se realizează printr-un cadru rigid, care permite menținerea constantă a distanței între acestea.

În fig.3.26, b, sistemul de tensionare automat se realizează cu două role, poziția neschimbată între role se realizează printr-un mecanism patrulater.

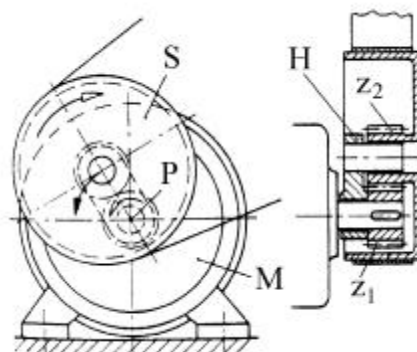


Fig. 3.27

timpul funcționării, datorită cuplului creat de forțele tangențiale din angrenaj, brațul H basculează spre stânga, împreună cu roata de curea S , producând tensionarea curelei. Evident că această tensionare este funcție de sarcina transmisă. În repaus, tensiunea din curea este zero. Sensurile de rotație ale pinionului P și roții de curea S , precum și sensul momentului ce provoacă întinderea curelei (săgeată neagră), la nivelul axei pinionului z_2 , sunt prezentate în fig. 3.27.

3.5. CALCULUL TRANSMISIILOR PRIN CURELE

3.5.1. Elemente geometrice

Geometria roților, a curelelor și a transmisiilor prin curele este dependentă de tipul transmisiilor prin curele: curele late netede, curele late dințate, curele trapezoidale.

Transmisii prin curele late netede. Geometria curelei și a roților de curea este reglementată prin standarde, unul pentru dimensiunile curelei, respectiv altul pentru principalele dimensiuni ale roților de curea.

Transmisii prin curele late dințate (sincrone). Curelele acestor transmisi au o geometrie specială, deoarece transmiterea momentului de torsiune se realizează prin angrenarea dinților curelei cu cei ai roții, între care trebuie să existe o compatibilitate geometrică.

Dantura curelei poate fi dispusă pe o parte (fig. 3.28, a) sau pe ambele părți (fig. 3.28, b), după cum a fost prezentat și în subcap. 3.2.2, fig. 3.8.

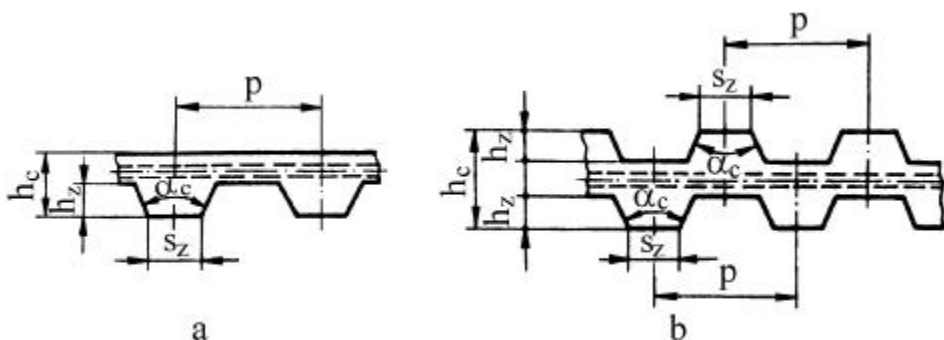


Fig. 3.28

Unele caracteristici, principale, au fost prezentate în subcap. 3.2.2, aici fiind prezentate elementele geometrice principale:

- **pasul p** – distanța dintre axele de simetrie ale doi dinți consecutivi, măsurat pe porțiunea rectilinie a curelei;
- **lungimea de divizare (primitivă) L_p** – lungimea măsurată pe linia de divizare (linia pe care cureaua își păstrează lungimea constantă, chiar în situația înfășurării pe roți);
- **lățimea b** – dimensiunea transversală a curelei;
- **înălțimea totală h_c .**

Alte elemente geometrice ale curelei sunt:

- înălțimea dintelui h_z – distanța dintre linia de cap și cea de picior a dintelui;
- lățimea piciorului dintelui s_z .

Roțile curelelor dințate, asemănătoare roților dințate, au principalele elemente geometrice prezentate în fig. 3.29. Acestea sunt:

- **diametrul primitiv** D_p , definit prin relația $D_{p1,2} = mz_{1,2}$, în care m este modulul danturii;
- **diametrul de cap** d_e , definit prin relația $d_{e1,2} = m(z_{1,2} - x_{1,2})$;
- **raza de rotunjire a capului dintelui** $r_1 = k_1m$;
- **raza de rotunjire a piciorului dintelui** $r_2 = k_2m$;
- **înălțimea capului dintelui** $h = y_1m$.

În relațiile de mai sus, $x_{1,2}$, k_1 , k_2 , y_1 sunt coeficienți, care se aleg în funcție de tipul curelei.

Pentru a evita căderea curelei de pe roți, roata mică este prevăzută cu flanșe de ghidare, montate pe fețele laterale (v. fig. 3.29, b). În cazul distanțelor mari între axe ($A \geq 8D_{p1}$) și la transmisiile la care axele arborilor se găsesc într-un plan înclinat, ambele roți sunt prevăzute cu flanșe de ghidare (v. și fig. 3.21).

Celelalte elemente geometrice ale roților prezentate în fig. 3.29 depind de tipul curelei (unghiul γ_1), respectiv de lățimea b a curelei (dimensiunile b_1 , b_2 , d_0 , D).

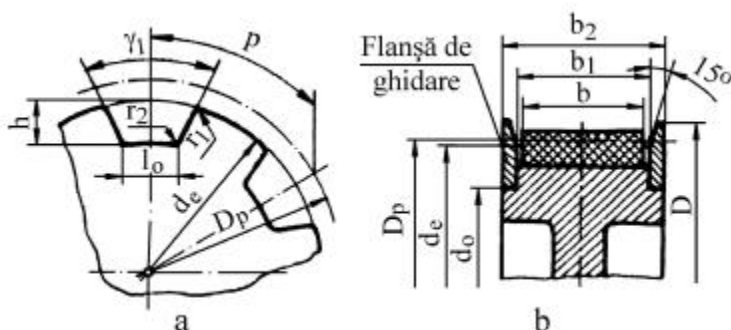


Fig. 3.29

Transmisii prin curele trapezoidale. Curelele trapezoidale, după cum este specificat și în denumire, au secțiunea transversală un trapez isoscel. Principalele elemente geometrice ale acestora, conform standardelor, sunt prezentate în fig. 3.30, a. Acestea sunt:

- **lățimea primitivă** l_p – lățimea în dreptul fibrelor primitive,

care nu se comprimă și nu se întind în timpul funcționării curelei; este o dimensiune de bază a curelei, deoarece determină poziția acesteia în canalul de curea, cu contact doar pe laturile neparalele ale trapezului (fig. 3.30, b);

- **înălțimea curelei** h ;
- **distanța până la fibrele primitive** b ;
- **unghiul curelei** α - între laturile neparalele ale curelei.

Roțile pentru curelele trapezoidale (fig. 3.30, b) se execută cu unul sau mai multe canale, funcție de numărul necesar de curele pentru realizarea transmiterii sarcinii impuse:

- **diametrul primitiv** D_p – la nivelul lățimii l_p a curelei la înfășurarea pe roată;
- **diametrul exterior** $D_e = D_p + 2n$;
- **adâncimea canalului** m – de la nivelul diametrului primitiv la fundul canalului, stabilită astfel încât cureaua să nu atingă cu parte inferioară (latura mică a trapezului) canalul, astfel încât contactul curea-canal să aibă loc numai pe fețele laterale;

• **lățimea roții B** – definită prin distanțele de la centrul canalului la marginea laterală a roții (cota f) și de pasul dintre canale (cota e);

• **unghiul α al flancurilor canalului** – corespundent unghiului curelei α .

Observație: Pentru roțile care echează transmisii prin curele trapezoidale multiple (v. fig. 3.14), se păstrează indicațiile de mai sus, cu precizarea că înălțimea curelei trebuie să fie suficient de mare pentru a nu exista contact între centura exterioară a curelei și diametrul exterior al roții.

Geometria transmisiilor prin curele se studiază pe baza următoarelor ipoteze: cureaua este perfect întinsă, este neelastică și cu grosime mică; viteza oricărui punct al curelei este aceeași.

Geometria transmisiilor prin curele se analizează separat, în funcție de poziția relativă a axelor arborilor între care se transmite mișcarea, în continuare studiindu-se transmisiile cu axe paralele și ramuri deschise.

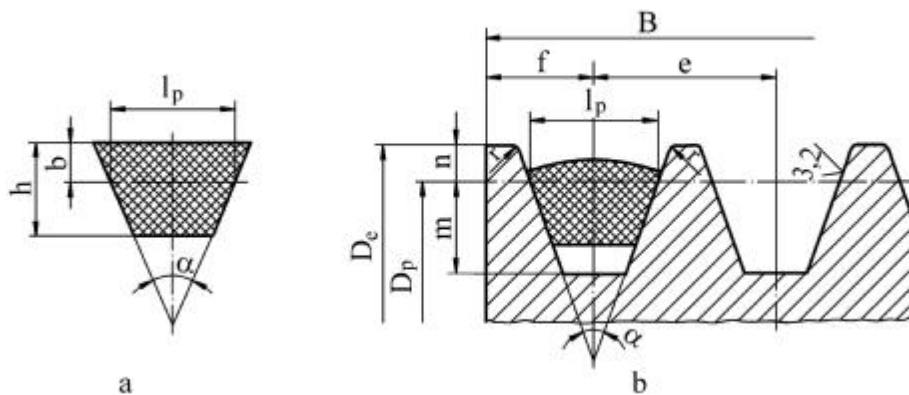


Fig. 3.30

Unghiurile de înfășurare ale curelei pe cele două roți (fig.3.31) se determină cu relațiile:

$$\beta_1 = \pi - 2\gamma; \quad \beta_2 = \pi + 2\gamma, \quad (3.1)$$

în care γ rezultă din triunghiul O_1O_2A

$$\sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A} \approx \gamma [\text{rad}]; \quad (3.2)$$

$\sin \gamma$ s-a înlocuit prin valoarea argumentului, deoarece valorile uzuale ale unghiului γ sunt mici.

În final, se obține

$$\beta_{1,2} = \pi \mp \frac{D_2 - D_1}{A}. \quad (3.3)$$

Lungimea curelei are expresia

$$L = 2A \cos \gamma + \beta_1 \frac{D_1}{2} + \beta_2 \frac{D_2}{2}, \quad (3.4)$$

iar dacă se ține seama de relațiile (3.1), se obține

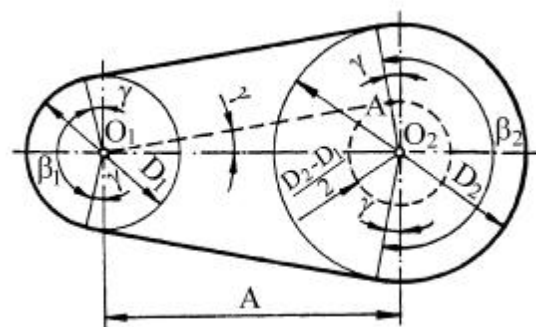


Fig. 3.31

$$L = 2A \cos \gamma + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \gamma(D_2 - D_1). \quad (3.5)$$

Dezvoltând în serie Taylor $\cos \gamma$ și reținând primii doi termeni, rezultă

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} \approx \sqrt{1 - \gamma^2} \approx 1 - \frac{\gamma^2}{2}. \quad (3.6)$$

Înlocuind relațiile (3.2) și (3.6) în relația (3.5), se obține

$$L = 2A \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_2 - D_1}{2A} \right)^2 \right] + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2A}, \quad (3.7)$$

respectiv

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2A}. \quad (3.8)$$

Distanța dintre axe A, obținută din relația (3.8), are expresia

$$A = \frac{1}{8} \left[2L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2} \right]. \quad (3.9)$$

Literatura de specialitate prezintă următoarele recomandări privind alegerea distanței dintre axe preliminare:

$A_{prel} > 2(D_1 + D_2)$ – la transmisiile prin curele late;

$0,75(D_1 + D_2) \leq A_{prel} \leq 2(D_1 + D_2)$ – la transmisiile prin curele late tip compound;

$0,7(D_{p1} + D_{p2}) \leq A_{prel} \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$ – la transmisiile prin curele trapezoidale;

$0,5(D_{p1} + D_{p2}) + 2m \leq A_{prel} \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$ – la transmisiile prin curele dințate (sincrone).

Precizare: În relațiile (3.2)...(3.9), pentru transmisiile prin curele trapezoidale, respectiv dințate, se fac înlocuirile $D_1 \rightarrow D_{p1}$, respectiv $D_2 \rightarrow D_{p2}$. În calculele practice, după alegerea distanței dintre axe preliminară și a diametrelor D_1 și $D_2 = iD_1$, cu relația (3.8) se calculează lungimea necesară a curelei, pentru realizarea acestei distanțe dintre axe. Pentru calculul distanței dintre axe definitive, cu relația (3.9), se ține seama de tipul curelei, astfel:

- pentru curelele late lise (netede) se poate accepta lungimea calculată și adăugându-se capetele ce trebuie îmbinate (v. subcap. 3.2.3), se obține, în final, distanța dintre axe acceptată inițial;

- pentru curelele late dințate (curele continui), lungimea calculată (v. rel. (3.8)) trebuie rotunjită (de regulă în plus) până la o valoare care să corespundă unui număr întreg de pași; este necesară recalcularea distanței dintre axe definitivă;

- pentru curelele trapezoidale, lungimea calculată se aduce la o valoare de lungime standardizată (cureaua este continuă) și se recalculează distanța dintre axe.

La curelele dințate, dacă se cunosc numerele de dinți z_1 și z_2 ai roților și numărul de dinți ai curelei ($z_c = L/p$ – număr întreg ales), relațiile de calcul a lungimii curelei (3.8) și a distanței dintre axe (3.9) se pot scrie sub forma:

$$L_p = 2A + \frac{P}{2}(z_1 + z_2) + \frac{\left[\frac{P}{\pi}(z_2 - z_1)\right]^2}{4A}; \quad (3.10)$$

$$A = \frac{P}{8} \left[2z_c - (z_1 + z_2) + \sqrt{[2z_c - (z_1 + z_2)]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{\pi}\right)^2} \right]. \quad (3.11)$$

Este necesară și o verificare a numărului de dinți activi ai roții aflați în angrenare cu cureaua

$$z_{e1,2} = z_{1,2} \frac{\beta_{1,2}}{360}, \quad z_{e1,2} \geq 6. \quad (3.12)$$

3.5.2. Calculul de rezistență

Calculul de rezistență al transmisiilor prin curele se desfășoară urmărind următoarele etape:

- Stabilirea sarcinilor care încarcă ramurile curelei, ale căror valori influențează atât rezistența curelei cât și cinematica transmisiei și randamentul acesteia.
- Stabilirea tensiunilor din ramurile curelei care, chiar dacă nu conduc la un calcul clasic de determinare a unei tensiuni maxime și compararea acesteia cu o tensiune admisibilă, dau o imagine atât asupra zonelor în care tensiunile sunt maxime cât și a factorilor care determină mărimea acestor tensiuni.
- Calculul propriu-zis, care constă în stabilirea dimensiunilor necesare ale secțiunii curelei (la curelele late) sau la determinarea numărului necesar de curele, pentru transmiterea sarcinii impuse în tema de proiectare (la curelele trapezoidale).

3.5.2.1. Sarcini (forțe) ce încarcă ramurile curelei

La transmisiile prin curele cu alunecare, sarcina se transmite, între roata conducătoare și cea condusă, prin intermediul forțelor de frecare, care apar între curea și roțile respective. Existența forțelor de frecare implică o apăsare relativă între curea și roți, care este asigurată de tensionarea inițială a curelei, cu o forță F_0 , constantă pe întreaga lungime a curelei (fig. 3.32, a).

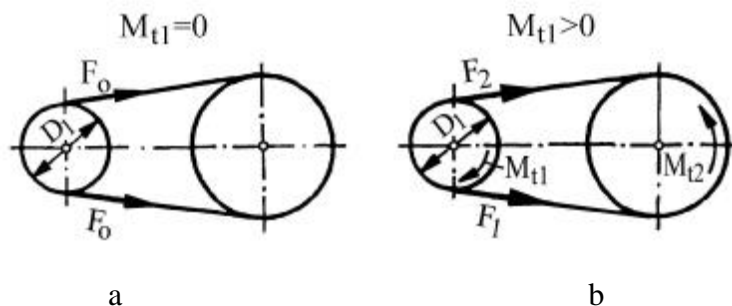


Fig. 3.32

În timpul funcționării, la roata condusă apare momentul de torsiune rezistent M_{t2} , pentru învingerea căruia trebuie să se aplice, la roata conducătoare, momentul motor M_{t1} . Apariția celor

două momente are ca efect modificarea valorilor sarcinilor în cele două ramuri ale curelei, în sensul creșterii forței în ramura motoare, la valoarea F_1 și micșorarea corespunzătoare a sarcinii în ramura pasivă, la valoarea F_2 (fig. 3.32, b). În această situație, este evidentă relația

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \tag{3.13}$$

Din condiția de echilibru a momentelor la nivelul roții conducătoare, se obține

$$F_1 \frac{D_1}{2} - M_{r1} - F_2 \frac{D_1}{2} = 0 \tag{3.14}$$

și definind forța utilă ca fiind dată de relația $F_u = \frac{2M_{r1}}{D_1}$, din relația (3.14) se obține

$$F_1 - F_2 = F_u. \tag{3.15}$$

Din relațiile (3.13) și (3.15), rezultă relațiile de calcul pentru forțele din ramurile curelei, din condiția transmiterii momentului de torsiune, ca fiind:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_u}{2}; \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_u}{2} \end{aligned} \tag{3.16}$$

și o primă concluzie: pentru o funcționare corespunzătoare a transmisiei, este necesar să fie îndeplinită condiția $F_2 > 0$, respectiv $F_0 > \frac{F_u}{2}$, stabilindu-se, astfel, o primă relație pentru forța de întindere inițială F_0 , necesară transmiterii forței utile F_u .

În ipoteza că întinderea inițială nu se schimbă în timp și cureaua este foarte subțire și absolut flexibilă, legătura între forțele din ramura activă F_1 și cea pasivă F_2 poate fi stabilită aplicând formula lui Euler din teoria firelor, obținându-se

$$F_1 = F_2 e^{\mu\beta_1}, \tag{3.17}$$

în care: μ este coeficientul de frecare dintre curea și roata conducătoare a transmisiei; β_1 – unghiul de înfășurare a curelei pe roata mică.

Din relațiile (3.15) și (3.17), se obține:

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} F_u; \\ F_2 &= \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} F_u. \end{aligned} \tag{3.18}$$

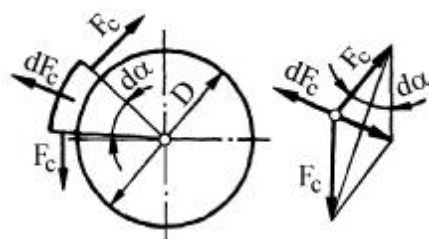


Fig. 3.33

La înfășurarea curelei pe roată, la mișcarea de rotație, apare și forța centrifugă dF_c (fig. 3.33), care creează în ramurile curelei forțele F_c și provoacă întinderea suplimentară a curelei. Forța centrifugă dF_c tinde să îndepărteze cureaua de pe roată (roți), dar creează în curea forțele F_c , egale (v. fig. 3.33);

această forță se „închide” la nivelul curelei, fără a fi transmisă arborilor. Din echilibrul forțelor prezentate în fig. 3.33, rezultă

$$dF_c = 2F_c \sin \frac{d\alpha}{2} = 2F_c \frac{d\alpha}{2} = F_c d\alpha. \quad (3.19)$$

Forța centrifugă dF_c , care acționează asupra elementului de curea cu aria secțiunii A_c și lungimea $\frac{D}{2} d\alpha$, se calculează ținând seama de masa elementului de curea dm și de accelerația normală a acesteia a_n , cu relația

$$dF_c = dma_n = \rho A_c \frac{D}{2} d\alpha \frac{v^2}{\frac{D}{2}} = \rho A_c v^2 d\alpha, \quad (3.20)$$

în care: ρ este masa specifică a materialului curelei; v – viteza curelei.

Din relațiile (3.19) și (3.20), rezultă relația de calcul a forței F_c care încarcă suplimentar cureaua

$$F_c = \rho v^2 A_c. \quad (3.21)$$

În aceste condiții, forțele totale din ramurile activă și pasivă ale curelei sunt date de relațiile (v. și rel. (3.18)):

$$F_{1t} = F_1 + F_c = \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} F_u + F_c; \quad (3.22)$$

$$F_{2t} = F_2 + F_c = \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} F_u + F_c. \quad (3.23)$$

Pe baza relațiilor (3.22), (3.23) și a relației (3.13), se determină forța de pretensionare a curelei, ca fiind

$$F_0 = F_u \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{2(e^{\mu\beta_1} - 1)} + F_c. \quad (3.24)$$

Din relația (3.24), rezultă dependența dintre forța de pretensionare F_0 și forța utilă F_u , respectiv forța F_c . Creșterea forței utile F_u , care conduce la o creștere a capacității portante a transmisiei, impune creșterea forței de pretensionare. De asemenea, valoarea forței de pretensionare este influențată de forța centrifugă F_c ; cu cât viteza periferică a curelei este mai mare, deci și F_c este mai mare, cu atât este necesară o forță de pretensionare mai mare, pentru a transmite forța utilă impusă.

Trebuie precizat, însă, că mărimea forței de pretensionare este limitată ($F_0 = A_c \sigma_{0t}$), pentru diversele tipuri de curele, atât de aria secțiunii A_c cât și de tensiunea admisibilă la tracțiune la pretensionare σ_{0t} , care este impusă de firmele constructoare, în funcție de tipul și construcția curelei. Din această cauză, capacitatea de încărcare a transmisiilor prin curele este limitată.

Coeficientul de frecare utilizat în relațiile de calcul prezentate corespunde transmisiei prin curele late (fig. 3.34, a). La transmisiile prin curele trapezoidale (fig. 3.34, b), datorită formei trapezoidale a secțiunii curelei, apare efectul de pană, care conduce la creșterea frecării, după cum urmează

$$2\mu d F_n = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} dN = \mu' d N,$$

unde

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} \tag{3.25}$$

reprezintă coeficientul redus de frecare dintre cureaua trapezoidală și roata de curea.

Pentru a se evita înțepenirea curelei în canalul roții, la valori mici ale unghiului α , acestuia i se atribuie valori $\alpha \geq 34^\circ$. Pentru $\alpha = 40^\circ$ – valoare standardizată pentru curelele trapezoidale – se obține un coeficient redus de frecare $\mu' \approx 3\mu$. Prin urmare, în cazul transmisiei prin curele trapezoidale, aderența curelei este de trei ori mai mare comparativ cu transmisia prin curele late.

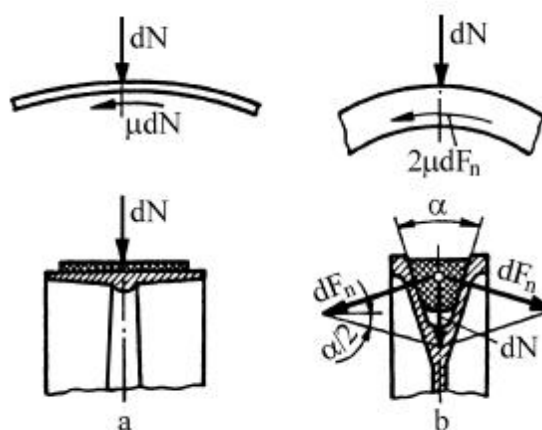


Fig. 3.34

Datorită aderenței mari a curelei cu roata de curea, transmisiile prin curele trapezoidale funcționează corespunzător la unghiuri de înfășurare $\beta \geq 110^\circ$, în unele cazuri admitându-se chiar $\beta = 80^\circ \dots 100^\circ$, față de unghiuri de înfășurare $\beta \geq 150^\circ$, acceptate la curelele late.

În transmisiile prin curele dințate nu este necesară o întindere inițială însemnată. Totuși, pentru obținerea unei lungimi geometrice constante – atât în repaus cât și în funcționare – se recomandă, pentru viteze $v \leq 20\text{m/s}$, în ipoteza neglijării forțelor centrifuge,

$$F_0 = 0,5F_u. \tag{3.26}$$

Dacă se ține seama și de forțele centrifuge, se poate alege o valoare a sarcinii de pretensionare (v. și tabelul 3.1)

$$F_0 = F_u. \tag{3.27}$$

Sarcinile (forțele) care apar în transmisia prin curele determină o încărcare a arborilor pe care se montează transmisia.

Sarcina de pretensionare F_0 , realizează, la funcționarea în gol, o încărcare a arborilor cu forța (v. fig. 3.35, a)

$$F_a = 2F_0 \cos \gamma. \tag{3.28}$$

La funcționarea sub sarcină (fig. 3.35, b), forța de încărcare a arborelui se determină cu relația

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos 2\gamma}, \tag{3.29}$$

forța centrifugă F_c , neîncărcând arborii.

La curelele dințate, sarcinile (forțele) care acționează asupra arborilor și reazemelor transmisiei sunt direcționate pe linia centrelor roților transmisiei și au valorile date de relația

$$R = (1 \dots 1,2)F_u. \quad (3.30)$$

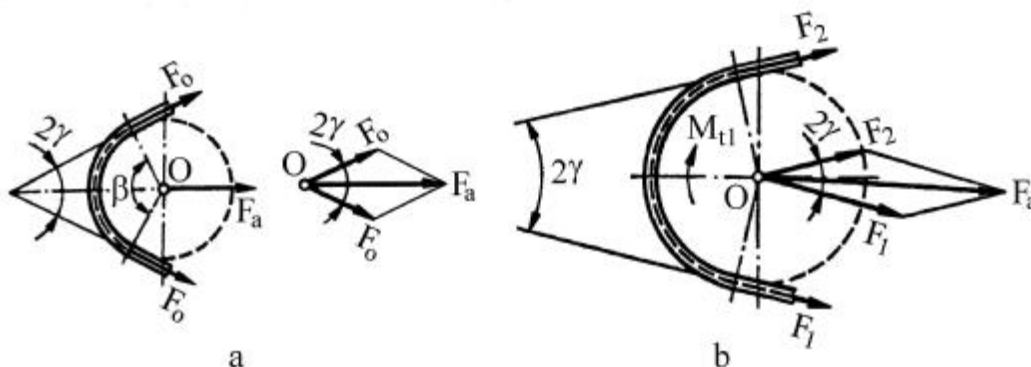


Fig. 3.35

Observație: În contrast cu roțile de curea tradiționale, roțile pentru curele dințate au dantură pentru angrenare, permițând transmiterea puterii în regim sincron, cu precizie unghiulară. Deci, pentru toate roțile de curea, conformitatea dintre pasul curelei și pasul roții este extrem de importantă. Primul dinte care intră în angrenare trebuie să se așeze perfect în locașul roții și trebuie să rămână acolo până va ieși din angrenare. Pentru aceasta, pasul curelei netensionate trebuie să corespundă exact cu cel al roții.

La contactul dintre cureaua sincronă și roata de curea, fiecare dinte este expus obligatoriu la încărcare. Distribuția încărcării dintelui și tensiunile din curea variază în timpul contactului și distribuția depinde, printre altele, de proprietățile elastice (constanta elastică a dintelui și constanta elastică a firului de rezistență al curelei) și de frecare ale curelei. Cel mai încărcat dinte limitează transmiterea sarcinii. Așadar, în proiectarea curelelor sincrone este foarte importantă cunoașterea distribuției încărcării dinților. Pentru a putea fi evidențiată distribuția încărcării, se folosește un model elastic și unele ipoteze simplificatoare.

Deci, calculul sarcinilor din ramurile transmisiilor prin curele dințate este mai greu de realizat, apelându-se pentru aceasta la „recomandările” de montaj și funcționare ale firmelor constructoare.

3.5.2.2. Cinematica transmisiilor prin curele. Randament

Forțele diferite din ramurile curelei – F_1 în ramura activă și F_2 în ramura pasivă – determină deformații diferite ale curelei și anume mai mari în ramura activă și mai mici în ramura pasivă.

La trecerea curelei peste roata conducătoare, aceasta trebuie să ajungă de la o alungire mai mare la una mai mică, deci cureaua se contractă, punctele de pe curea deplasându-se cu o viteză mai mică decât punctele corespunzătoare de pe roată. În acest fel, cureaua rămâne în urmă la trecerea peste roata conducătoare, între roată și curea producându-se o alunecare.

La trecerea curelei peste roata condusă, cureaua trebuie să ajungă de la o alungire mai mică la una mai mare, ceea ce înseamnă că punctele de pe curea se deplasează mai repede decât cele de pe roată, roata rămânând în urma curelei.

Datorită deformațiilor elastice ale curelei (scurtări sau lungiri), în timpul înfășurării pe roțile de curea, se produce o alunecare între curea și roți, numită *alunecare elastică*. Alunecarea elastică are loc numai pe o anumită zonă a suprafeței de contact dintre curea și roată. Unghiul corespunzător zonei de alunecare se numește *unghi de alunecare* β_a , iar unghiul corespunzător zonei în care nu are loc alunecare se numește *unghi de repaus* β_r (fig. 3.36).

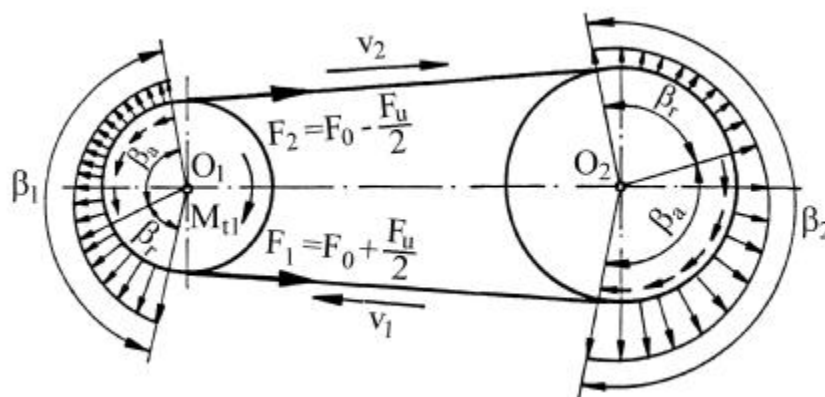


Fig. 3.36

Mărimea unghiului de alunecare β_a depinde de valoarea forței utile F_u . Dacă forța F_u crește, unghiul activ (de alunecare) crește și el, astfel încât, la un moment dat, $\beta_a = \beta$ (β - unghiul de contact dintre curea și roată), iar transmisia utilizează întreaga capacitate portantă a curelei. În acest caz, forța F_u are valoarea optimă. La valori mai mari ale forței F_u , se produce fenomenul de patinare a curelei pe roată.

Micșorarea vitezei curelei, de la viteza v_1 (pentru ramura activă) la viteza v_2 (pentru ramura pasivă), caracterizează alunecarea elastică a curelei, definită prin *coeficientul de alunecare elastică*

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \tag{3.31}$$

Mărimea coeficientului de alunecare ξ depinde de încărcarea transmisiei și de natura materialului curelei. Pentru coeficientul de alunecare se recomandă următoarele valori medii: $\xi = 0,015$ – pentru curele late din piele; $\xi = 0,01$ – pentru curele din țesături impregnate cu cauciuc; $\xi = 0,02$ – pentru curele trapezoidale.

Relația de legătură dintre cele două viteze v_1 și v_2 , având în vedere relația (3.31), devine

$$v_2 = v_1(1 - \xi) \tag{3.32}$$

Dacă se exprimă vitezele v_1 și v_2 în funcție de diametrele roților conducătoare și condusă și de turațiile acestora, prin relațiile:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{D_1 \omega_1}{2 \cdot 1000}, \text{ în m/s; } v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{D_2 \omega_2}{2 \cdot 1000}, \text{ în m/s,} \quad (3.33)$$

iar raportul de transmitere, dacă se are în vedere și relația (3.32), are expresia

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}; \quad (3.34)$$

se observă că raportul de transmitere nu este constant, el depinzând de încărcarea transmisiei (prin coeficientul de alunecare ξ).

De alunecare, care depinde de încărcarea transmisiei, depinde și randamentul transmisiei prin curele, fiind mic la încărcări mici, unde și alunecările sunt mici, și având valori maxime doar la o încărcare optimă, deci la o alunecare optimă. Pentru stabilirea dependenței alunecării și randamentului de încărcarea transmisiei, se apelează la așa numitele *curbe de alunecare*. Încărcarea transmisiei este evidențiată prin *coeficientul de tracțiune* φ , definit ca raportul dintre forța utilă și forța de tensionare a curelei în timpul funcționării (v. și rel. (3.24)):

$$\varphi = \frac{F_u}{2(F_0 - F_c)} = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1} \quad (3.35)$$

sau

$$\varphi = \frac{F_u}{2(F_0 - F_c)} = \frac{\sigma_{tu}}{2(\sigma_{t0} - \sigma_{tc})}, \quad (3.36)$$

în care σ_{tu} , σ_{t0} și σ_{tc} sunt tensiunile în curele corespunzătoare sarcinilor F_u , F_0 , F_c (v. și subcap. 3.5.2.3).

Pe baza cercetărilor experimentale ale curelelor de diferite tipuri, realizate din diferite materiale, s-au stabilit dependențe între coeficientul de alunecare elastică ξ , coeficientul de tracțiune φ și randamentul η (fig. 3.37). Curba $\xi = f(\varphi)$ se numește *curba de alunecare a curelei* sau *caracteristica de tracțiune*.

Curbele randamentului η și a coeficientului de alunecare elastică ξ , în funcție de coeficientul

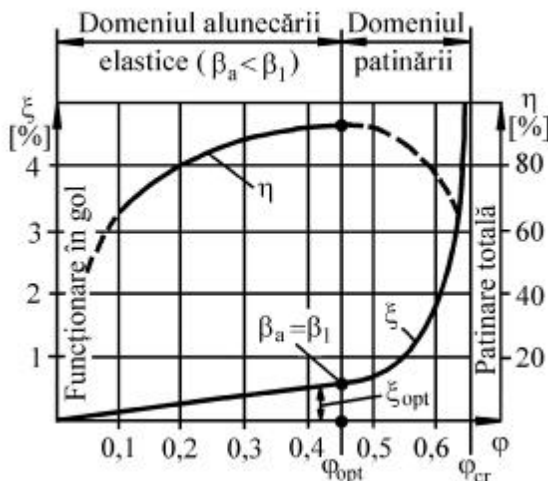


Fig. 3.37

de tracțiune φ , s-au determinat în condiții standard de funcționare: transmisie orizontală, cu arbori paraleli și ramuri deschise; tensiunea inițială din ramurile curelei $\sigma_{t0} = 1,8$ MPa; raportul de transmitere $i = 1$ ($\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$); viteza periferică $v = 10$ m/s; tensionarea curelei se păstrează constantă; funcționarea este fără șocuri.

La această transmisie etalon, pentru o tensionare constantă a curelei în timpul funcționării ($F_0 = \text{const.}$, respectiv $v = \text{const.}$, ceea ce conduce la $F_c = \text{const.}$), variația

coeficientului de tracțiune φ se realizează (v. rel. (3.36)) prin variația încărcării (continuă sau în trepte), deci a forței utile F_u . Din analiza graficului din fig. 3.37, se desprind următoarele aspecte utile la proiectarea transmisiilor prin curele:

- La $\varphi = 0$, transmisia funcționează în gol.
- Porțiunea inițială, cuprinsă între $\varphi = 0$ și $\varphi = \varphi_{opt}$, denumită *domeniul alunecărilor elastice*,

se caracterizează printr-o variație liniară a alunecărilor și prin creșterea randamentului ($\beta_a < \beta_1$). Funcționarea transmisiei în această zonă nu este indicată, deoarece aceasta este încărcată incomplet, iar randamentul este relativ scăzut.

- La $\varphi = \varphi_{opt}$ și $\beta_a = \beta_1$, se utilizează complet capacitatea de tracțiune a curelei, obținându-se un randament maxim și o durabilitate normală a curelei.

- Pe porțiunea de la φ_{opt} la φ_{cr} , denumită și *domeniul patinării*, există atât alunecare elastică cât și patinarea curelei în raport cu roata. Patinarea curelei pe roată produce căldură, care duce la degradarea curelei. În acest domeniu, cureaua poate funcționa un timp scurt, în cazul unor suprasarcini de scurtă durată; funcționarea se produce cu o scădere accentuată a randamentului și o uzare rapidă a curelei.

- La $\varphi = \varphi_{cr}$, se produce patinarea totală a curelei pe roată.

Funcționarea optimă a unei transmisii prin curele corespunde valorilor optime ale coeficientului de tracțiune φ_{opt} și a celui de alunecare elastică ξ_{opt} . Pentru valori ale coeficientului de tracțiune mai mici decât valoarea optimă, se obține o funcționare a transmisiei sub capacitatea de transmitere a sarcinii de către curea, iar pentru valori ale coeficientului de tracțiune mai mari decât valoarea optimă, cureaua este supraîncărcată.

Orientativ, se pot considera pentru φ_{opt} următoarele valori: $\varphi_{opt} = 0,59$ – pentru curele late din piele; $\varphi_{opt} = 0,47 \dots 0,5$ – pentru curele late din materiale textile; $\varphi_{opt} = 0,4 \dots 0,6$ – pentru curele late din materiale plastice; $\varphi_{opt} \approx 1$ – pentru curele trapezoidale.

Randamentul unei transmisii prin curele se poate considera ca având valorile $\eta = 0,95 \dots 0,96$.

Curbele de alunecare servesc pentru calculul de dimensionare al curelei, pe baza punctului optim de funcționare. Coeficientul de tracțiune optim φ_{opt} este determinat experimental, pentru fiecare tip de curea, și servește pentru determinarea tensiunii utile admisibile σ_{ua} , utilizată în calculul curelelor late, după metoda capacității de tracțiune.

3.5.2.3. Tensiuni în ramurile transmisiei prin curele

Determinarea tensiunilor din ramurile unei transmisii prin curele are, în principal, rolul de a stabili atât zonele în care cureaua este cel mai mult solicitată cât și factorii care influențează mărimile acestor tensiuni. De aceea, calculul de rezistență este unul specific, care nu constă, de regulă, într-un calcul de stabilire a unei tensiuni efective și compararea acesteia cu rezistența admisibilă (la curele late există, totuși, o metodă de calcul în acest sens, mai puțin folosită), ci se bazează pe determinări experimentale ale capacităților de încărcare a unităților de arie ale

secțiunilor transversale ale curelelor late, respectiv a curelelor trapezoidale, așa numitele metode ale capacităților de tracțiune.

Forțele F_1 și F_2 , care încarcă ramurile curelei la funcționare în sarcină, creează tensiuni de întindere (v. și rel (3.18)):

$$\sigma_{t1} = \frac{F_1}{A_c} = \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} \frac{F_u}{A_c} = \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} \sigma_{tu}, \quad (3.37)$$

respectiv

$$\sigma_{t2} = \frac{F_2}{A_c} = \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} \frac{F_u}{A_c} = \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} \sigma_{tu}, \quad (3.38)$$

A_c fiind aria curelei, iar σ_{tu} – tensiunea utilă.

Din relațiile (3.37) și (3.38) rezultă inegalitatea $\sigma_{t1} > \sigma_{t2}$.

Forța centrifugă F_c produce, la rândul ei, tensiuni de tracțiune (v. și rel. (3.21)).

$$\sigma_{tc} = \frac{F_c}{A_c}, \quad (3.39)$$

constante pe întreaga configurație a curelei.

La înfășurarea curelei pe roata de curea, apare o solicitare suplimentară de încovoiere. Această solicitare determină o tensiune de încovoiere, care se adaugă celorlalte tensiuni. Datorită înfășurării curelei pe roata de curea, se produce o deformare a materialului curelei, care face ca fibrele extreme să se alungească sau să se scurteze, față de fibra medie, considerată ca nedeformabilă (fig. 3.38).

Alungirea relativă a fibrei exterioare, se calculează cu relația

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}, \quad (3.40)$$

y – fiind distanța de la axa neutră la fibra exterioară, iar ρ - raza de curbură.

Alungirea specifică (v. relația (3.40)), pentru

$$y = \frac{h}{2} \text{ și } \rho = \frac{D_1}{2}, \text{ devine}$$

$$\varepsilon = \frac{h}{D_1}. \quad (3.41)$$

Tensiunea de încovoiere corespunzătoare

$$\sigma_i = E_i \varepsilon = E_i \frac{h}{D_1}, \quad (3.42)$$

adoptându-se

$$\sigma_i = 0,7 E_i \frac{h}{D_1}. \quad (3.43)$$

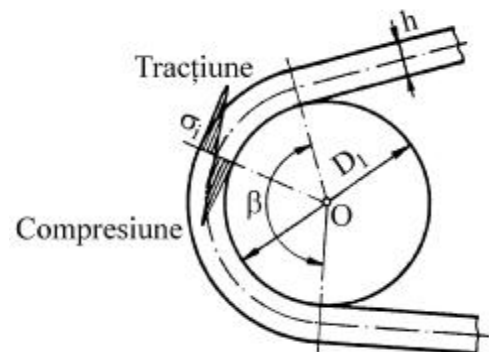


Fig. 3.38

Coeficientul 0,7 ia în considerare modificarea în timp a modului de elasticitate la încovoiere al materialului E_i .

Raportul h/D , care influențează direct tensiunea de încovoiere, arată că se recomandă utilizarea curelelor de grosime mică și că se impun limitări privind valorile minime ale diametrelor roților.

Se constată că valoarea maximă a tensiunii de încovoiere apare la înfășurarea curelei pe roata cu diametrul mai mic, tot în această zonă luând naștere și tensiunea maximă din curea

$$\sigma_{\max} = \sigma_{t1} + \sigma_{i1} = \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} \sigma_{tu} + \sigma_{tc} + \sigma_{i1}, \quad (3.44)$$

unde σ_{tu} și σ_{tc} sunt tensiunile datorate forței utile F_u , respectiv forței centrifuge F_c .

Tensiunea σ_{i1} se poate exprima și în funcție de forța F_1 , determinată cu relația (3.16), obținându-se relația

$$\sigma_{\max} = \sigma_{t0} + \frac{\sigma_{tu}}{2} + \sigma_{tc} + \sigma_{i1}, \quad (3.45)$$

în care σ_{t0} reprezintă tensiunea determinată de forța de pretensionare F_0 .

Variația tensiunii de-a lungul curelei este prezentată în fig. 3.39.

Tensiunile de încovoiere σ_{i1} și σ_{i2} nu apar instantaneu la înfășurarea sau ieșirea de pe roți ci progresiv, datorită rigidității curelei. Astfel, aceste tensiuni cresc progresiv la înfășurarea pe roți și scad progresiv la ieșirea din contact cu roțile.

Din relația (3.44), rezultă valoarea tensiunii utile

$$\sigma_{tu} = (\sigma_{\max} - \sigma_{tc} - \sigma_{i1}) \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}} \quad (3.46)$$

sau, dacă se are în vedere relația (3.45), rezultă

$$\sigma_{tu} = 2(\sigma_{\max} - \sigma_{t0} - \sigma_{tc} - \sigma_{i1}). \quad (3.47)$$

Se constată că pentru o valoare limită a tensiunii maxime, impusă de materialul curelei, capacitatea de transmitere a curelei este influențată de tensiunea determinată de forța de pretensionare a curelei, de tensiunea de încovoiere și de tensiunea determinată de forța centrifugă.

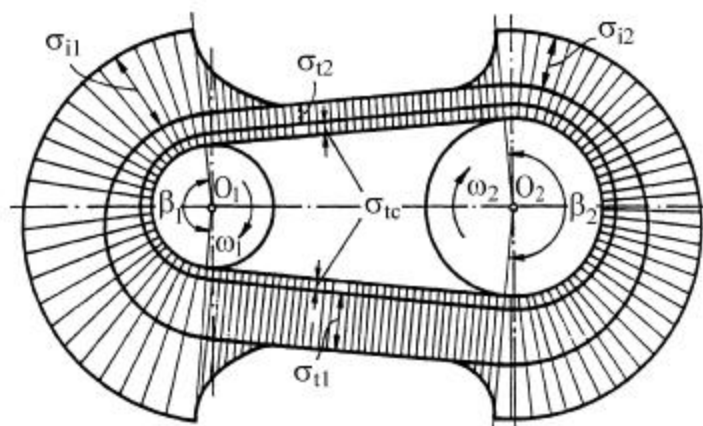


Fig. 3.39

3.5.2.4. Calculul de rezistență al transmisiilor prin curele

Calculul de rezistență are elemente specifice pentru fiecare tip de curea, fapt pentru care acest calcul se va prezenta în consecință.

Calculul transmisiilor prin curele late netede (lise). Calculul transmisiilor prin curele late constă în determinarea ariei secțiunii, capabilă să transmită sarcina exterioară și să evite ruperea acesteia, datorită solicitărilor dinamice sau datorită oboselii materialului.

Aria secțiunii transversale a curelei se determină din condiția de rezistență la întindere

$$A_c = bh = K_d \frac{F_u}{\sigma_{tua}}, \quad (3.48)$$

unde: F_u este forța utilă transmisă de curea; σ_{tua} – tensiunea utilă admisibilă; K_d – coeficientul dinamic de suprasarcină, dependent de tipul mașinii motoare și a celei antrenate; b – lățimea curelei; h – grosimea curelei.

Metodele de calcul ale transmisiilor prin curele se diferențiază după modul de determinare a tensiunii utile admisibile σ_{tua} . Există două metode de calcul: metoda bazată pe capacitatea de tracțiune (metoda capacității de tracțiune) și metoda bazată pe rezistența la rupere a materialului curelei (metoda rezistenței admisibile).

Metoda capacității de tracțiune. Este cea mai utilizată metodă de calcul a transmisiilor prin curele late și constă în stabilirea valorii tensiunii utile admisibile σ_{tua} prin intermediul curbelor de alunecare, determinate experimental. Tensiunea utilă admisibilă se stabilește din condiția ca transmisia să funcționeze în vecinătatea punctului optim de încărcare a transmisiei ($\varphi = \varphi_{opt}$).

Tensiunea utilă admisibilă se determină cu relația (v. și relația (3.36))

$$\sigma_{tua} = K\sigma_{tu0} = 2K\varphi_{opt}\sigma_{t0}, \quad (3.49)$$

în care: σ_{tu0} este tensiunea utilă optimă; φ_{opt} – coeficientul de tracțiune optim, determinat pe transmisia standard, pentru un anumit tip de material; σ_{t0} – tensiunea inițială, dezvoltată în curea de forța de pretensionare; K – coeficient de corecție, care ia în considerare diferențele existente între transmisia proiectată și transmisia încercată (standard).

Coeficientul de corecție K se calculează cu relația

$$K = K_p K_t K_\beta K_v, \quad (3.50)$$

în care:

K_p reprezintă coeficientul care ia în considerare tipul transmisiei și poziția liniei centrelor;

K_t – coeficientul modului de tensionare al curelei; ia în considerare influența modului de tensionare asupra capacității de tracțiune;

K_β – coeficientul unghiului de înfășurare; ia în considerare influența unghiului de înfășurare asupra capacității de tracțiune a roții motoare (capacitatea de tracțiune a roții motoare scade odată cu scăderea unghiului de înfășurare, ca urmare a creșterii raportului de transmitere);

K_v – coeficient de viteză; ia în considerare influența forței centrifuge asupra capacității de transmitere a sarcinii; se aplică numai la transmisiile tensionate pe seama elasticității curelei.

Valoarea tensiunii σ_{tua} este influențată direct de valoarea tensiunii inițiale σ_{t0} . La valori mari ale tensiunii σ_{t0} , se constată distrugerea mai rapidă – prin oboseală sau uzare – a curelei, motiv pentru care se limitează tensiunea inițială la valorile: $\sigma_{t0} \leq 1,6 \dots 2$ MPa – pentru curele din materiale clasice; $\sigma_{t0} \leq 2,5 \dots 3,5$ MPa – pentru curele compound.

Cunoscând valoarea tensiunii utile admisibile σ_{tua} , se poate determina secțiunea necesară a curelei, cu relația (3.48), rezultând, în final, lățimea necesară a curelei

$$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{\max} D_1}; \quad (3.51)$$

valoarea obținută se rotunjește la o valoare standardizată, imediat superioară. Valorile admise ale raportului $(h/D)_{\max}$ sunt determinate pentru fiecare tip de curea.

Această metodă de calcul nu ține seama de durabilitatea la oboseală a curelei, motiv pentru care se impune verificarea la oboseală a acesteia.

Cauza principală a distrugerii prin oboseală a curelei este variația ciclică a tensiunilor de întindere din curea. Cercetările experimentale au arătat că și în cazul materialelor curelelor curbele de durabilitate respectă o dependență exponențială de tip Wöhler

$$\sigma_b^m N_b = \sigma_{\max}^m N_c = \text{const.} \quad (3.52)$$

Curba de tip Wöhler care se obține nu prezintă o ramură asimptotică și de aceea nu se poate defini o limită la oboseală propriu-zisă, ci numai o durabilitate la un anumit număr de cicluri.

Dacă se consideră frecvența încovoierilor f_x , în Hz, pentru v , în m/s, L , în mm și c fiind numărul de roți pe care se înfășoară cureaua,

$$f_x = 10^3 \chi \frac{v}{L}, \quad (3.53)$$

numărul de cicluri

$$N_c = 3600 f_x L_h,$$

durabilitatea la oboseală se verifică cu relația

$$L_h = \frac{N_b}{3600 f_x} \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{\max}} \right)^m K_i K_r \geq L_{ha}, \quad (3.54)$$

în care: N_b este numărul de cicluri de bază ($N_b = 10^6$); σ_b – rezistența la oboseală corespunzătoare numărului ciclurilor de bază; σ_{\max} – tensiunea maximă din curea, determinată cu relația (3.44); m – exponentul curbei de oboseală; K_i – coeficientul care ia în considerare influența raportului de transmitere i asupra durabilității curelei; K_r – coeficientul de regim, care ia în considerare influența regimului de funcționare; L_{ha} – durabilitatea curelei, în ore, egală cu perioada de timp cuprinsă între două reparații ale utilajului acționat de transmisia prin curele.

Metoda de calcul bazată pe curbele de alunecare și randament se recomandă numai pentru transmisiile lente ($v \leq 25$ m/s), care folosesc curele late din piele sau țesături.

Metoda rezistenței admisibile. Această metodă constă în determinarea tensiunii maxime din fibrele extreme ale curelei și compararea acesteia cu o rezistență admisibilă la întindere.

Tensiunea maximă din curea se calculează conform relației (3.44)

$$\sigma_{\max} = \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} \sigma_{tu} + \sigma_{tc} + \sigma_{il}.$$

Mărimea $e^{\mu\beta_1}$ se poate exprima în funcție de coeficientul de tracțiune φ , folosind relația (3.35),

$$e^{\mu\beta_1} = \frac{1 + \varphi}{1 - \varphi}. \quad (3.55)$$

Expresia tensiunii maxime, în funcție de coeficientul de tracțiune φ , devine

$$\sigma_{\max} = \frac{1 + \varphi}{2\varphi} \sigma_{tu} + \sigma_{tc} + \sigma_{il} \leq \sigma_{at}, \quad (3.56)$$

unde σ_{at} reprezintă rezistența admisibilă la întindere a structurii de rezistență a curelei. Această tensiune se calculează în funcție de tensiunea de rupere σ_r a materialului de rezistență al curelei, cu relația

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c_\sigma}, \quad (3.57)$$

în care c_σ este un coeficient de siguranță ($c_\sigma = 6,3 \dots 13$).

În cazul limită, când $\sigma_{\max} = \sigma_{at}$, rezultă valoarea tensiunii utile optime

$$\sigma_{tu0} = \frac{2\varphi}{1 + \varphi} (\sigma_{at} - \sigma_{tc} - \sigma_{il}). \quad (3.58)$$

Pe baza tensiunii σ_{tu0} și a relației (3.49), se obține tensiunea utilă admisibilă σ_{tua} .

Factorul K , din relația (3.50), își păstrează aceeași semnificație, dar în structura acestuia se introduce coeficientul de frecvență K_f în locul coeficientului de viteză K_v ,

$$K = K_p K_t K_\beta K_f.$$

Factorul K_f ia în considerare influența frecvenței încovoierilor f_x asupra tensiunii maxime.

Verificarea durabilității curelei se efectuează, și la această metodă, pe baza relației (3.54).

Calculul transmisiilor prin curelele late dințate. Calculul de rezistență al curelelor late dințate constă în determinarea lățimii necesare a curelei și alegerea, funcție de aceasta, a unei lățimi indicate de firmele producătoare.

În principiu, metodele de calcul prezentate de firmele producătoare sunt asemănătoare, diferind, uneori, factorii de corecție.

• Lățimea curelei se determină, în funcție de o putere de calcul P_c și de puterea nominală P_0 transmisă de curea, cu relația

$$b \geq \frac{P_c}{P_0 K_b K_z}, \quad (3.59)$$

în care: P_c este puterea de calcul, determinată cu relația

$$P_c = C P_u, \quad (3.60)$$

P_u fiind puterea utilă ce trebuie transmisă, iar C este un coeficient global de corecție, prin care se ține seama de condițiile de funcționare reale ale transmisiei și care se calculează cu relația

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4,$$

în care: C_1 este coeficientul ce ia în considerare tipul mașinii motoare și a celei antrenate; C_2 – coeficient ce ia în considerare tipul transmisiei (multiplicatoare sau demultiplicatoare); C_3 – coeficient de exploatare; C_4 – coeficientul sistemului de întindere; K_b – coeficient de lățime; K_z – coeficientul numărului de dinți în angrenare ai roții mici de curea ($z_{e1} - v$. rel. (3.12)).

- Lățimea curelei se determină cu relația

$$b \geq 25,4 \frac{K_t P_c}{K_z P_1}, \quad (3.61)$$

în care: $P_c = K_r P_u$ este puterea de calcul: P_u – puterea utilă transmisă și K_r – coeficient de regim; P_1 – puterea transmisă de curea pe un țol de lățime; K_t – coeficient de tensionare; K_z – coeficientul numărului de dinți în angrenare ai roții mici de curea.

• Deoarece modulul m este parametrul constructiv principal, se prezintă și o metodă de determinare a lățimii curelei plecând de la parametrul m , care se calculează din condiția de rezistență la forfecare a dinților curelei, cu relația

$$m = 35 \sqrt[3]{\frac{P_u}{n_1}}, \quad (3.62)$$

în care P_u este puterea utilă transmisă de curea, în kW, n_1 – turația roții motoare, în rot/min, modulul obținându-se în mm. Valoarea obținută se rotunjește la o valoare superioară normalizată sau indicată de firmele producătoare.

În continuare se determină lățimea curelei

$$b = \psi_c m, \quad (3.63)$$

cu $\psi_c = 6 \dots 9$ reprezentând coeficientul de lățime al curelei.

În final, valorile lățimilor obținute cu relațiile (3.59), (3.61) și (3.63) se rotunjesc la o valoare superioară, corespunzătoare datelor indicate de firmele producătoare.

Calculul transmisiilor prin curele trapezoidale. Calculul de rezistență al curelelor trapezoidale constă în determinarea numărului necesar de curele, pentru transmiterea unei puteri P date, în funcție de puterea teoretică P_0 , posibil a fi transmisă de o curea, stabilită pe stand, în condiții standard de funcționare.

Se calculează, inițial, numărul preliminar de curele, cu relația

$$z_0 = \frac{c_f P}{c_L c_\beta P_0}, \quad (3.64)$$

în care:

- P este puterea de transmis (dată de proiectare);
- P_0 – puterea teoretică pe care o poate transmite o singură curea; mărimea acestei puteri depinde de tipul curelei și de niște factori dimensionali și cinematici, care influențează mărimea tensiunilor în curea, cum ar fi: diametrul roții mici D_{p1} (important în stabilirea

tensiunii de încovoiere a curelei); turația roții mici n_1 (importantă pentru mărimea tensiunii de tracțiune dată de forța centrifugă); raportul de transmitere (important pentru definirea mărimii unghiului de înfășurare β_1 pe roata mică);

- coeficienții c_f , c_L , c_β sunt coeficienți de corecție, prin care se ține seama de diferențele ce apar între transmisia standard (pe care a fost stabilită puterea P_0) și transmisia reală, astfel:
 - c_f – coeficient de funcționare, dependent de tipul mașinii motoare, mașinii antrenate și de felul încărcării;
 - c_L – coeficient de lungime, dependent de lungimea curelei;
 - c_β – coeficient de înfășurare, dependent de unghiul de înfășurare pe roata mică (conducătoare) β_1 .

Deoarece la un număr mare de curele (mai mare de doi) curelele nu vor fi uniform încărcate, se calculează numărul de curele, cu relația

$$z = \frac{z_0}{c_z} \leq 8 \dots 12, \quad (3.65)$$

în care c_z este coeficientul numărului de curele, care ia în considerare faptul că sarcina nu se distribuie uniform pe cele z curele.

Calculul la oboseală a curelelor constă în determinarea frecvenței încovoierilor curelei și compararea acesteia cu o frecvență admisibilă

$$f_x = 10^3 \chi \frac{v}{L} \leq f_a = 40H_t,$$

unde: χ reprezintă numărul de roți ale transmisie; v – viteza curelei, în m/s, L – lungimea curelei, în mm.

3.5.3. Metodologia de proiectare a transmisiilor prin curele

Metodologia de proiectare a transmisiilor prin curele late netede (lise), dințate (sincrone) și trapezoidale este prezentată centralizat în tabelul 3.3, urmărindu-se etapele care trebuie parcurse de la datele de proiectare la tipul și dimensiunile curelelor și a roților de curea.

Sunt prezentate și restricțiile impuse transmisiilor prin curele, prin acceptarea, din bibliografie, a unor valori admisibile, care conferă transmisiilor o funcționare corectă și o durabilitate ridicată.

Tabelul 3.3

Metodologia de calcul a transmisiilor prin curele

DATE DE PROIECTARE:			
<ul style="list-style-type: none"> • Puterea P, kW • Turația roții conducătoare n_1, rot/min • Raportul de transmitere $i < i_{\max}$ • Condiții de lucru: mașina motoare, mașina antrenată, caracterul sarcinii 			
Tipul curelei	Lată netedă	Lată dințată	Trapezoidală
Mărimea curelei	Funcție de $(h/D)_{\max}$ se stabilește grosimea normalizată a curelei $(h/D)_{\max}$ - funcție de materialul curelei	Din cataloage, funcție de P_c (rel. (3.60)) și n_1	Din standarde, funcție de P și n_1 , atât pentru curelele trapezoidale clasice cât și înguste

Tabelul 3.3(continuare)

Tipul curelei	Lată netedă	Lată dințată	Trapezoidală
Diametrul roților	$D_1 = (0,054...0,066)^3 \sqrt{\frac{P}{\omega_1}}$ $D_2 = iD_1$	$D_{p1} = mz_1; D_{p2} = mz_2$ $m - \text{din cataloage sau}$ $m = 35 \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}, \text{ rotunjit}$ $z_1 > z_{1\min} \text{ (funcție de } m)$ $z_2 = iz_1$	$D_{p1} - \text{din standarde}$ $D_{p2} = iD_{p1} - \text{standardizat sau nu}$
Distanța dintre axe preliminară A_{prel}	<ul style="list-style-type: none"> Curele late obișnuite $A_{prel} > 2(D_1 + D_2)$ Curele late compound $0,75(D_1 + D_2) \leq A_{prel} \leq 2(D_1 + D_2)$ 	$0,5(D_{p1} + D_{p2}) + 2m \leq A_{prel} \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$	$0,7(D_{p1} + D_{p2}) \leq A_{prel} \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$
Unghiurile de înfășurare ale curelei pe roți β_1 și β_2	$\beta_1 > \beta_{1\min} = 150^0$	$\beta_{1,2} = \pi m \frac{D_2 - D_1}{2A}$ $z_{e1} = \frac{\beta_1}{360^0} \geq 6$	$\beta_1 > \beta_{1\min} = 110^0$
Lungimea curelei	$L_p = L - \text{lungimea definitivă, cureaua tăindu-se la lungimea } L \text{ plus lungimea necesară îmbinării capetelor}$	$L_p = 2A_{prel} + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{\left[\frac{p}{\pi}(z_2 - z_1)\right]^2}{4A},$ <p>unde $p = \pi m$ L_p se rotunjește la un număr întreg de pași, obținându-se L definitiv</p>	L_p se rotunjește la L definitiv, care este standardizat
Distanța dintre axe definitivă	$A = A_{prel}$	$A = \frac{1}{8} \left[2L - \pi(D_{p1} + D_{p2}) + \sqrt{\left[2L - \pi(D_{p1} + D_{p2}) \right]^2 - 8(D_{p2} - D_{p1})^2} \right]$	
Viteza curelei	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000}, \text{ m/s, pentru } D_1, \text{ în mm și } n_1 \text{ în rot/min.}$ <p>$v < v_a$ $v_a - \text{corespunzătoare fiecărui tip de curea adoptat}$</p>	<p>$v < v_a$ $v_a = 25 \text{ m/s, pentru } m = 2 \text{ mm}$ $v_a = 35 \text{ m/s, pentru } m = 3 \text{ mm}$ $v_a = 40 \text{ m/s, pentru } m = 4...10 \text{ mm}$</p>	<p>$v < v_a = 30 \text{ m/s} - \text{curele trapezoidale clasice}$ $v < v_a = 40 \text{ m/s} - \text{curele trapezoidale înguste}$</p>

Tabelul 3.3(continuare)

Tipul curelei	Lată netedă	Lată dințată	Trapezoidală
Lățimea curelei, respectiv numărul de curele (trapezoidale)	$b = \frac{A_c}{(h/D)_{\max} D_1}, \text{ în care}$ $A_c = K_d \frac{F_u}{\sigma_{tua}}$ $\sigma_{tua} = 2K\phi_{opt} \sigma_{t0}$ $(h/D)_{\max}$ – funcție de materialul curelei b – conform standardelor v. subcap. 3.4.2.4 pentru factori	$b \geq \frac{P_c}{P_0 K_b K_z}, \text{ în care}$ P_0 – puterea nominală transmisă de curea v. subcap. 3.5.2.4 pentru factori b – se alege normalizat, din cataloage	Preliminar $z_0 = \frac{c_f P}{c_L c_\beta P_0}, \text{ în care}$ P_0 – puterea teoretică transmisă de o curea Definitiv $z = \frac{z_0}{c_z} \leq 8 \dots 12$ c_L, c_β, c_f, c_z - factori de corecție Valorile lui P_0, c_f, c_L, c_β și c_z se adoptă din standarde
Verificarea la oboseală	$f = 10^3 \chi \frac{v}{L}$ v , în m/s; L , în mm; χ - numărul roților transmisiei Se determină durabilitatea la oboseală L_h (v. rel. (3.54)), care trebuie să îndeplinească condiția $L_h \geq L_{ha}$ L_{ha} – perioada de timp impusă între două reparații	$f = 10^3 \chi \frac{v}{L}$	$f = 10^3 \chi \frac{v}{L} \leq f_a = 40\text{Hz}$ v , în m/s; L , în mm; χ - numărul roților transmisiei
Diverse	Se mai pot determina, după recomandările firmelor producătoare sau standardelor: <ul style="list-style-type: none"> • forța care încarcă arborii F_a (v. și rel. (3.28), (3.29)); • cotele de modificare a distanței între axe pentru montaj; • elementele geometrice ale roților. 		