

Capitolul 27

Transmisii prin roți cu fricțiune

T.27.1. Care dintre cuplurile de materiale enumerate mai jos sunt utilizate pentru fabricarea roților transmisiilor prin fricțiune?

- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------|
| a) oțel călit/oțel călit; | b) fontă/fontă; |
| c) oțel/fontă; | d) bronz/oțel; |
| e) fontă antifricțiune/oțel; | f) textolit/oțel sau fontă; |
| g) ferodo/oțel sau fontă; | h) bachelită/fontă; |
| i) lemn impregnat/oțel sau fontă; | j) cauciuc/oțel sau fontă; |
| k) clingherit/oțel sau fontă; | l) marsit/oțel; |
| m) aliaje de Al/oțel. | |

T.27.2. Enumerați avantajele transmisiilor prin roți cu fricțiune, comparativ cu transmisiile prin roți dințate.

T.27.3. Care sunt condițiile cerute cuplurilor de materiale folosite pentru fabricarea roților cu fricțiune?

- | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|
| a) să aibă proprietăți antifricțiune; | b) să alungire mare la rupere; |
| c) coeficient mare de frecare; | d) rezistență la uzură; |
| e) modul de elasticitate ridicat; | f) rezistență la temperaturi înalte; |
| g) reziliență ridicată; | h) preț de cost redus; |

T.27.4. În tabelul de mai jos sunt prezentate două grupe principale de materiale pentru roți cu fricțiune. Completați prima coloană.

Denumirea materialelor	Caracterizarea cuplului de materiale	Recomandări
1)	Rezistență mare la uzură și tensiuni admisibile de contact (hertziene) deosebit de mari. Coeficient de frecare relativ mic. Necesită forțe mari de apăsare. Conduc la un randament ridicat.	Conduc la reducerea gabaritului transmisiei.
2)	Coeficient mare de frecare. Necesită forțe reduse de apăsare. Au rezistență redusă la uzură. Conduc la gabarite ridicate.	Pentru puteri și viteze reduse.

T.27.5. În figura 27.5 este schematizată o transmisie prin roți cu fricțiune cilindrice cu periferia netedă. Considerând că nu există alunecare elastică să se

stabilească raportul de transmitere ($i = ?$).

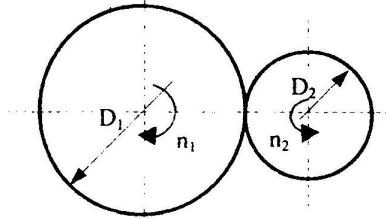


Fig. 27.5

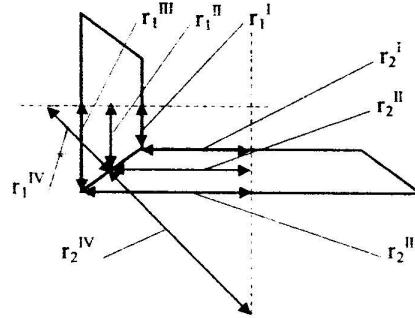


Fig. 27.9

T.27.6. Indicați relația corectă pentru predimensionarea lățimii B a roților cu fricțiune cilindrice, cu periferia netedă.

a) $B = Nq_a$; b) $B = \sqrt{\frac{N}{q_a}}$; c) $B = \sqrt{Nq_a}$; d) $B = \frac{N}{q_a}$.

unde N este apăsarea normală iar q_a [N/m] - încărcarea specifică admisibilă (încărcarea admisibilă pe unitatea de lățime a roții).

T.27.7. Transmisia reprezentată schematic în figura 27.5 are următoarele elemente geometrice și funcționale: $D_1=100$ mm, $D_2=200$ mm, $\mu=0,2$; $\xi=1,005$ (alunecarea specifică) și $M_{umax}=10000$ N·mm. Cunoscând încărcarea specifică admisibilă $q_a=100$ N/mm, să se calculeze raportul de transmitere $i_{1,2}$ și lățimea comună a roților, B .

T.27.8. Tensiunea hertziană produsă la contactul a două roți cu fricțiune cilindrice este: $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{N E_{red}}{B \rho_{red}}}$, relație în care raza de curbură redusă

(echivalentă) se determină cu relația: $\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ iar modulul de elasticitate

redus (echivalent) $\frac{2}{E_{red}} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$.

Identificați razele de curbură ρ_1 și ρ_2 în cazul utilizării acestei relații pentru roțile cu fricțiune conice din figura 27.9?

- a) r_1^I și r_2^I ; b) r_1^{II} și r_2^{II} ; c) r_1^{III} și r_2^{III} ; d) r_1^{IV} și r_2^{IV} ;

T.27.9. Cu datele din testul T.27.7. să se verifice tensiunea hertziană maximă (σ_{Hmax}) cunoscând $E_1=E_2=2,1 \cdot 10^5$ MPa și $\sigma_{Hmax} = 120$ MPa.

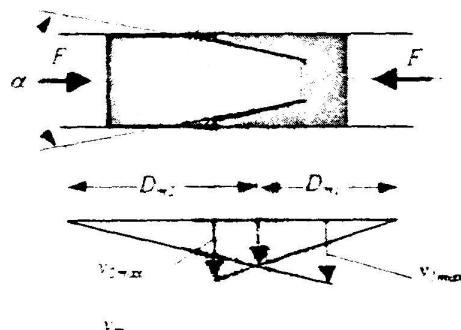


Fig. 27.10

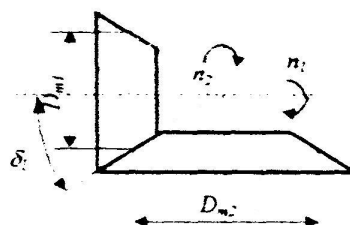


Fig. 27.12

T.27.10. În figura 27.10 este schematizată o transmisie prin roți cu fricțiune cilindrice cu periferia canelată. Ce avantaj au aceste roți, comparativ cu cele cu periferia netedă?

T.27.11. Care sunt valorile uzuale ale unghiului de inclinare a canalului roților cu periferia canelată, α (vezi figura 27.10)?

T.27.12. Transmisiiile prin roți cu fricțiune conice (vezi figura 27.12) au, față de transmisiiile prin roți cu fricțiune cilindrice, următoarele avantaje:

- raport de transmitere riguros constant;
- permit schimbarea direcției de mișcare;
- necesită apăsări mai mici;
- nu necesită materiale scumpe.

T.27.13. Cum se calculează raportul de transmitere al transmisiei din figura 27.12, în absența alunecării elastice?

T.27.14. În figura 27.14.a este prezentat câmpul de tensiuni din zona contactului în cazul a două role cu rostogolire pură: zonele înegrite se referă la tensiuni de compresiune, iar cele albe la întindere. În cazul rostogolirii cu alunecare (vezi figura 27.14.b) zonele de compresiune și alunecare alternează.

Expliciați, pe baza figurii 27.14.c apariția alunecării elastice. Roata motoare este reprezentată în partea superioară a figurilor.

T.27.15. Care este regimul de ungere caracteristic variatoarelor de turație prin roți cu fricțiune din oțel?

T.27.16. Să se deducă legea de variație a turației n_{2x} în raport cu raza variabilă R_{1x} , pentru variatorul prin roți cu fricțiune reprezentat schematic în figura 27.16, în condițiile neglijării alunecării.

T.27.17. Pentru variatorul prin roți cu fricțiune din figura 27.16, notând cu B lățimea roții conduse (2), se pot scrie relațiile:

$$n_{2max} = n_1 \frac{R_{1max}}{R_2} = n_1 \frac{R - \frac{B}{2}}{R_2} \quad \text{și} \quad n_{2min} = n_1 \frac{R_{1min}}{R_2} = n_1 \frac{B}{2R_2}$$

Cum se definește gama de reglare și ce valori maxime admite?

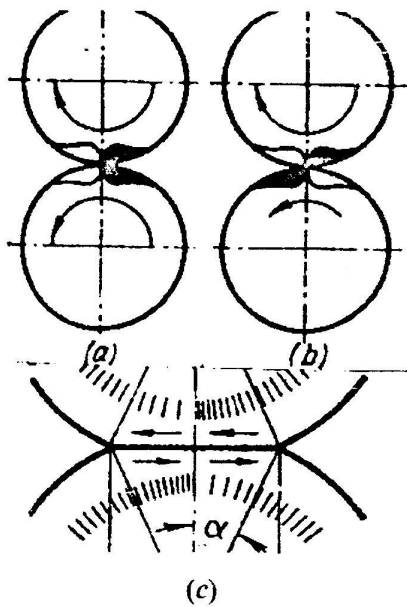


Fig. 27.14

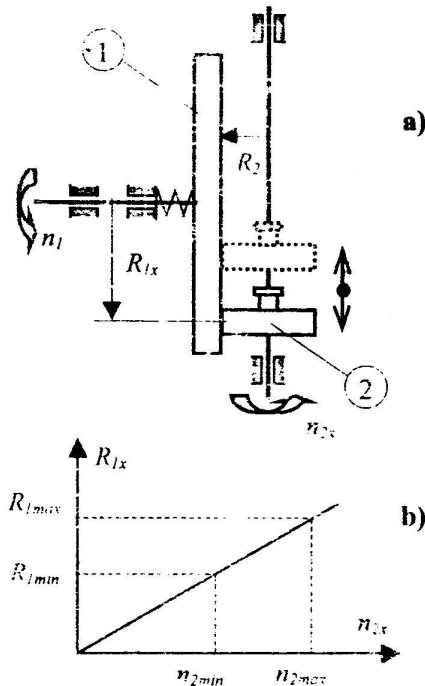


Fig. 27.16

T*.27.18. De ce nu poate fi riguros constant raportul de transmisie al unei transmisii prin roți cu fricțiune?

- a) datorită patinării;
- b) datorită utilizării materialelor antifricțiune;
- c) datorită alunecării elastice;
- d) datorită nerespectării legii fundamentale a angrenării.

T*.27.19. Care este intervalul uzual al randamentului transmisiiile prin roți cu fricțiune?

- a) 0,5 ... 0,7;
- b) 0,7 ... 0,85;
- c) 0,85 ... 0,9;
- d) 0,95 ... 0,98;
- e) 0,99 ... 0,995.

T*.27.20. Care este puterea maximă care poate fi transmisă de un ansamblu de două roți cu fricțiune?

- a) 10 KW;
- b) 50 KW;
- c) 100 KW;
- d) 400 KW.

T*.27.21. Ce dezavantaj prezintă transmisiile prin roți cu fricțiune, comparativ cu angrenajele?

- a) gabarit axial ridicat;
- b) încărcarea sporită a lagărelor;
- c) gabarit radial ridicat;
- d) uzură relativ rapidă a roților;
- e) randamente inferioare;
- f) putere maximă limitată;
- g) raportul de transmitere nu este riguros constant;
- h) necesită materiale neconvenționale;

T*.27.22. Cu notațiile din figura 27.5, să se indice expresia corectă a raportului de transmitere i_{12} , cu luarea în considerare a coeficientului alunecării specifice ξ .

Pentru materiale nemetalice: $\xi = 1,01 \dots 1,03$;

Pentru materiale metalice: $\xi = 1,002 \dots 1,005$.

- a) $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{\xi D_1}$;
- b) $i_{12} = \frac{n_2}{n_1} = \xi \frac{D_2}{D_1}$;
- c) $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \xi \frac{D_2}{D_1}$;
- d) $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{\xi D_2}$;
- e) $i_{12} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{\xi D_1}$;
- f) $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{\xi D_2}$.

T*.27.23. Pe baza relației stabilite la testul T.27.6 să se calculeze lățimea unei perechi de roți cu fricțiune cu periferia netedă, B, cunoscând momentul maxim transmis $M_t = 10000 \text{ N}\cdot\text{mm}$, coeficientul de frecare dintre roți $\mu = 0,2$, diametrul roții conducătoare $D_1 = 100 \text{ mm}$ și încărcarea specifică admisibilă $q_a = 120 \text{ N/mm}$.

T*.27.24. Care este principala formă de uzare a roților metalice ale unei transmisii prin fricțiune?

- a) griparea;
- b) uzare de fretaj (fretting);
- c) cavitația;
- d) brinelarea;
- e) oboseala de contact (în prezența ungerii);
- f) oboseala de contact (în absența ungerii);
- g) uzare adezivă.

T*.27.25. Care este solicitarea principală a roților unei transmisii prin roți cu fricțiune?

- a) strivirea;
- b) oboseala de contact;
- c) compresiunea;
- d) răsucirea;

T*.27.26. Ce dezavantaj suplimentar are transmisia prin roți cu fricțiune cilindrice cu periferia canelată (vezi figura 27.10), comparativ cu transmisia prin roți cu fricțiune cilindrice netede?

T*.27.27. Care dintre afirmațiile de mai jos sunt false?

- a) transmisia prin roți cu fricțiune cilindrice netede (TRFCN) se uzează mai rapid decât cele prin roți cu fricțiune cilindrice canelate (TRFCC);
- b) TRFCN au randament superior TRFCC;

- c) la aceeași lățime a roților, TRFCN transmit puteri mai mari decât TRFCC;
- d) TRFCN utilizează materiale de calitate inferioară comparativ cu TRFCC.

T*.27.28. Folosind notațiile din figura 27.12 să se scrie expresia razei de curbură redusă (echivalentă) ρ_{red} , pentru o transmisie prin roți cu fricțiune conice.

T*.27.29. Pe baza figurii 27.29 explicați fenomenul alunecării geometrice la o transmisie prin roți cu fricțiune cilindrice.

T*.27.30. Să se definească, pentru o transmisie prin roți cu fricțiune, noțiunile:

- a) patinarea;
- b) alunecarea elastică;
- c) alunecarea geometrică.

T*.27.31. Să se stabilească legea de variație a turației $n_{2x}=f(R_{2x})$ pentru variatorul de turație reprezentat în figura 27.31.

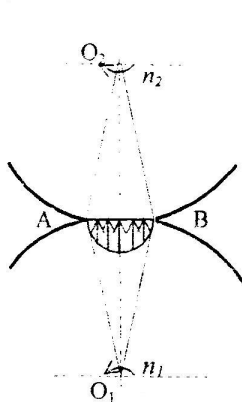


Fig. 27.29

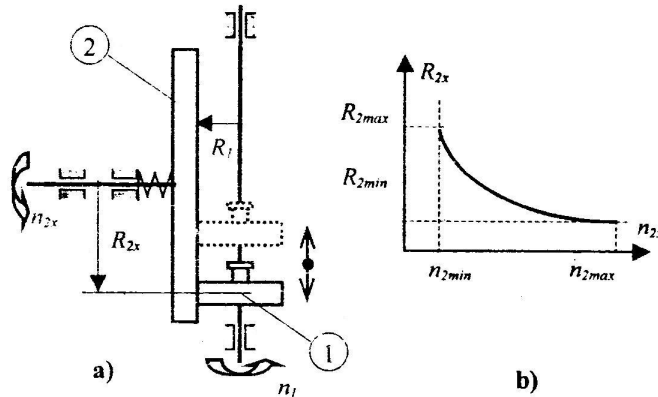


Fig. 27.31

T*.27.32. De ce este limitată puterea transmisă de un variator cu roți cu fricțiune la maximum 20 KW?

T*.27.33. Ce se înțelege prin “gama de reglare” a unui variator de turație cu roți cu fricțiune?

T*.27.34. Din ce motiv a fost realizată roata (2) din figura 27.34 cu periferia bombată? Ce avantaje și ce dezavantaje aduce această variantă constructivă, în raport cu varianta simplă, a roții cilindrice?

T*.27.35. Să se deducă legea de variație a turației $n_{2x}=f(R_{1x})$ pentru variatorul dublu cu roți cu fricțiune reprezentat în figura 27.35, considerând că roțile (1) și (2) au raza exterioară egală, R; iar roata intermediară are lățimea B.

T*.27.36. Caracterizați cuplurile cinematice din componența variatoarelor din figura 27.36.

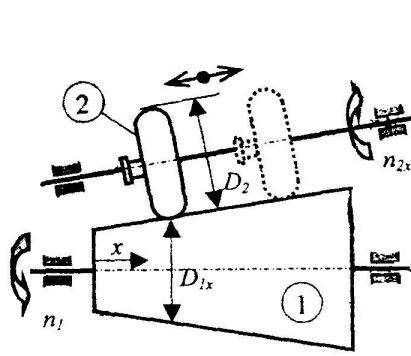


Fig. 27.34

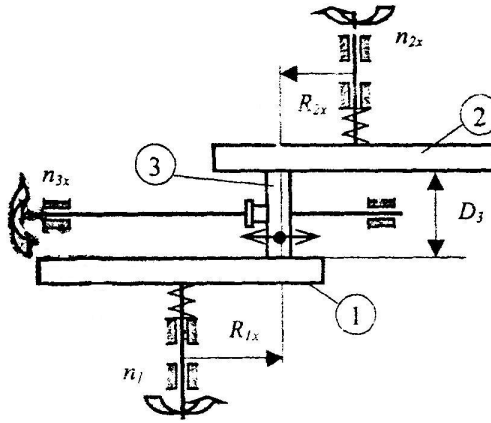


Fig. 27.35

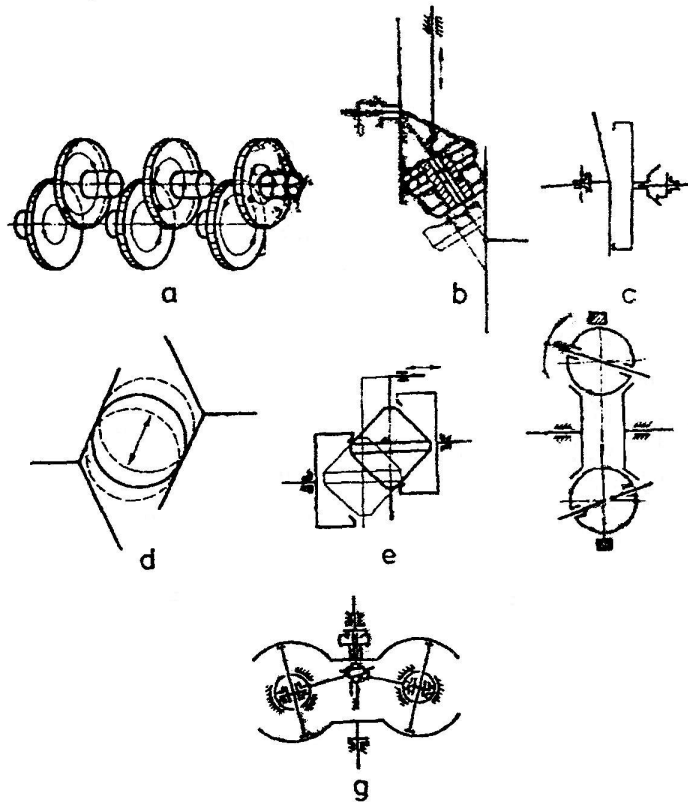


Fig. 27.36