

13. Diržinė pavara

Pagrindinė paskirtis – sukimosi judesio perdavimas nuo variklio tarpiniams ar darbiniais mechanizmom, kaip taisyklė, su mažesniu sukimosi dažniu.

Diržinės pavaros sudaro varantysis ir varomasis skriemuliai ant kurių uždėtas diržas (13.1 pav.). Į pavarą papildomai gali įeiti diržo įtempimo mechanizmas ir apsaugos.

Diržinių pavarų *privalumai*:

1. Galimybė perduoti sukamąjį judesį pakankamai dideliais atstumais (iki 15 m ... 20 m).
2. Galimybė dirbti su dideliais sukimosi greičiais.
3. Tolygus ir tylus darbas.
4. Mechanizmas apsaugo nuo perkrovų, staigiai kintančių apkrovų ir smūgių (dėl diržo praslydimo).
5. Paprasta konstrukcija; nereikalauja tepimo.
6. Maža kaina.

Diržinių pavarų *trūkumai*:

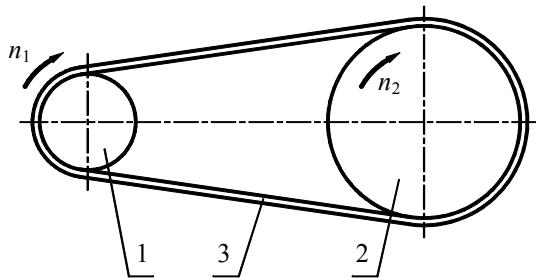
1. Dideli gabaritiniai matmenys (perduodant tą patį galingumą skriemulių skersmenys apie 5 kartus didesni už krumpliaraičių).
2. Labai apkraunami velenai ir atramos (apie 2 ... 3 kartus daugiau nei krumplinėse pavarose).
3. Nepastovus perdavimo santykis (dėl diržo praslydimo).
4. Nedidelis greitaeigių pavarų diržų ilgaamžiškumas.
5. Būtina saugoti, kad ant diržo nepatektų alyvos.

Pagal veikimo principą diržinės pavaros skiriamos į trinties ir susikabinimo (krumpliuoti diržai).

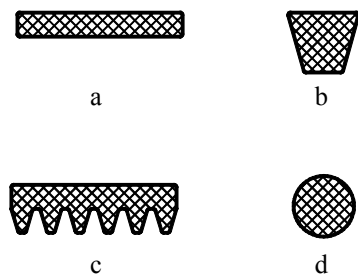
Trinties pavarų diržai pagal jų skerspjūvio profilį skirstomi į (13.2 pav.): plokščius; trapecinius; daugiatrapecinius; apvalius.

Pagrindiniai diržinių trinties pavarų darbingumo kriterijai yra:

- diržo sukibimas su skriemuliu. Jei ši sąlyga netenkinama prasideda pavaros buksavimas.
- diržo ilgaamžiškumas. Esant nepakankamam diržų ilgaamžiškumui reikia dažnai juos keisti.



13.1 pav. Diržinės pavaros schema: 1 – varantysis skriemulys; 2 – varomasis skriemulys; 3 – diržas



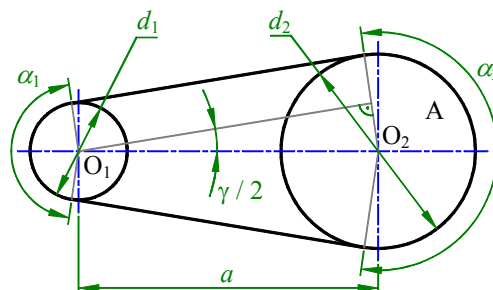
13.2 pav. Plačiausiai naudojami trinties diržinių pavarų diržų skerspjūviai: a – plokščias; b – trapecinis; c – daugiatrapecinis; d – apvalus

13.1. Pagrindiniai diržinės pavaros geometriniai parametrai

Projektuojant diržinės pavaros tenka nustatyti tokius parametrus: mažojo skriemulio gaubimo kampą diržu α_1 , diržo ilgį L ir tarpašinį atstumą a (13.3 pav.).

Iš trikampio $O_1 A O_2$ (13.3 pav.) randame pusę kampo tarp diržo šakų: $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{O_2 A}{O_1 O_2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$. Kampas tarp diržo šakų:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (13.1)$$



13.3 pav. Diržinės pavaros geometriniai parametrai

Mažojo skriemulio gaubimo kampas diržu:

$$\alpha_1 = \pi - 2\gamma \approx \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (13.2)$$

Minimali gaubimo kampo reikšmė $\alpha_{1\min}$ plokščių diržų pavaroms yra 150° , o trapecinėms – 120° . Diržo ilgis (neįvertinant jo ištišimo) lygus tiesialinijinių atkarpų ir gaubimo kampų sumai:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\gamma}{2} (d_2 - d_1).$$

Įvertinus (13.1) ir prirėmus, kad $\cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$ (išskleidžiame eilute ir reikšmingus imame pirmus du jos narius), gauname:

$$L \approx 2a + \frac{\pi (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (13.3)$$

Begaliniam diržams patikslinamas tarpašinis atstumas pagal formulę:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi (d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi (d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (13.4)$$

13.2. Slydimas diržinėje pavaroje

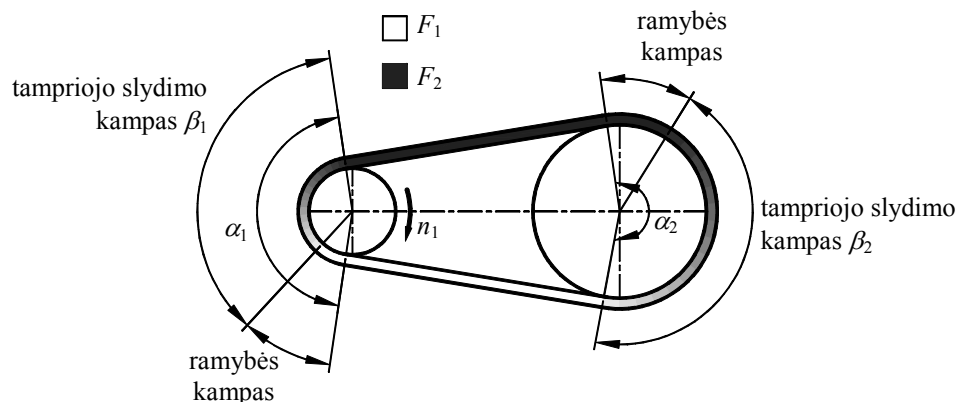
Dirbant pavarai diržas neišvengiamai slysta skriemulių paviršių atžvilgiu. Diržo tempimas ant varomojo skriemulio didėja (dėl varančiojo skriemulio veikimo), todėl šioje zonoje diržas tįsta ir slysta skriemulio paviršiaus atžvilgiu. Ant varančiojo skriemulio diržas traukiasi ir taip pat slysta skriemulio paviršiaus atžvilgiu. Slydimas vyksta ne visame skriemulio gaubimo diržu kampe α , o tik jo dalyje β , vadinamoje tampriojo slydimo kampu (13.4 pav.). Iš diržo užbėgimo ant skriemulio pusės yra ramybės kampas, kuriame diržas kartu su skriemuliu juda nepraslysdamas. Didėjant perduodamai apkrovai tampriojo slydimo kampas β didėja, o ramybės kampas mažėja. Kai β tampa lygus α prasideda pavaros buksavimas.

Prieš užbėgant ant varančiojo skriemulio diržas yra tempiamas jėga F_1 , jo santykinė deformacija yra $\varepsilon_1 = F_1 / AE$; čia A – diržo skerspjūvio plotas; E – diržo medžiagos tampumo modulis. Tik nubėgus nuo varančiojo skriemulio diržas bus tempiamas jėga F_2 , jo santykinė deformacija yra $\varepsilon_2 = F_2 / AE$. Taigi diržo atkarpa judanti su varančiuoju skriemuliu sutrumpėja (nes $F_1 > F_2$), o diržas praslysta skriemulio atžvilgiu. Šis diržo slydimas skriemulių paviršių atžvilgiu dėl skirtingų tampriųjų deformacijų varančiojoje ir varomojoje diržo šakose vadinamas *tampriojo slydimu*.

Tamprusis diržo slydimas įvertinamas tampriojo slydimo koeficientu:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \frac{F_1 - F_2}{EA}. \quad (13.5)$$

Tampriojo slydimo koeficientas ε priklauso nuo apkrovos. Esant normalioms darbo sąlygoms $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$. Kai judesio tikslumas nesvarbus tampriojo slydimo galima nevertinti ($\varepsilon = 0$).



13.4 pav. Diržo slydimas ir tempimo jėgų pasiskirstymas dirže

13.3. Diržinės pavaros kinematika

Dėl diržo slydimo skriemulių paviršių atžvilgiu apskritiminiai skriemulių greičiai nesutampa. Jie apskaičiuojami taip:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad \text{ir} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \quad (13.6)$$

Varomojo skriemulio apskritiminis greitis v_2 yra mažesnis už varančiojo skriemulio apskritiminį greitį v_1 . Ryšys tarp šių greičių išreiškiamas taip:

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1; \quad (13.7)$$

čia ε – tampriojo praslydimo koeficientas.

Diržinės pavaros perdavimo santykis:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2 (1 - \varepsilon)}. \quad (13.8)$$

13.4. Jėgos diržinėje pavaroje

Norint užtikrinti diržinės pavaros darbingumą būtina įtempti diržą. Kol pavara neapkrauta, diržo šakos yra įtemptos jėga F_0 (13.5 pav., a). Apkrovus pavarą diržo šakos yra apkrautos nevienodai (13.5 pav., b).

Skriemulių apskritiminė jėga

$$F_t = \frac{2 T_1}{d_1}. \quad (13.9)$$

Apskritiminę jėgą taip pat galime išreikšti taip (13.5 pav., b):

$$F_t = F_1 - F_2. \quad (13.10)$$

Papildomas diržo pailgėjimas varančiojoje šakoje kompensuojamas diržo sutrumpėjimu varomojoje šakoje, todėl geometrinis diržo ilgis apkrautoje ir neapkrautoje pavaroje yra toks pat. Todėl

$$2 F_0 = F_1 + F_2. \quad (13.11)$$

Išsprendę lygčių (13.10) ir (13.11) sistemą gausime:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2}; \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (13.12)$$

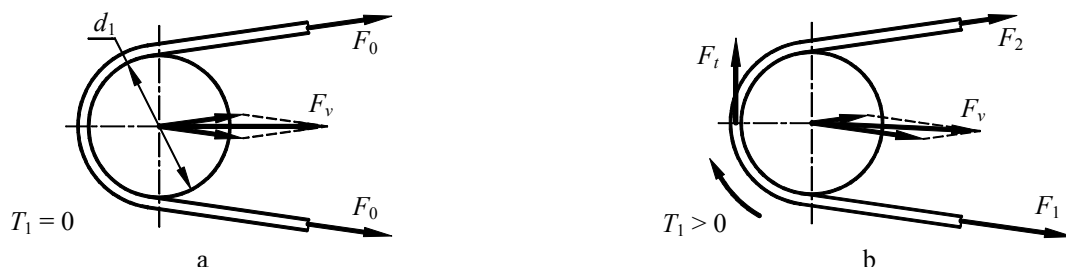
(13.12) parodo kaip keičiasi diržo šakų įtempimo jėgos priklausomai nuo naudingo įtempimo F_t . Tačiau jų pagalba negalime nustatyti ar pavara gali perduoti apkrovą, ar pakankamas diržo sukibimas su skriemuliu.

Ryšį tarp trinties jėgų ir diržo šakų įtempimų, nevertinant išcentrinės jėgos, nustatė Euleris. Nustatysime ryšį tarp trinties jėgų ir diržo šakų įtempimų įvertinant išcentrinę jėgą. Išcentrinė jėga padidina diržo šakų įrašas bei sumažina sukibimą tarp diržo ir skriemulio.

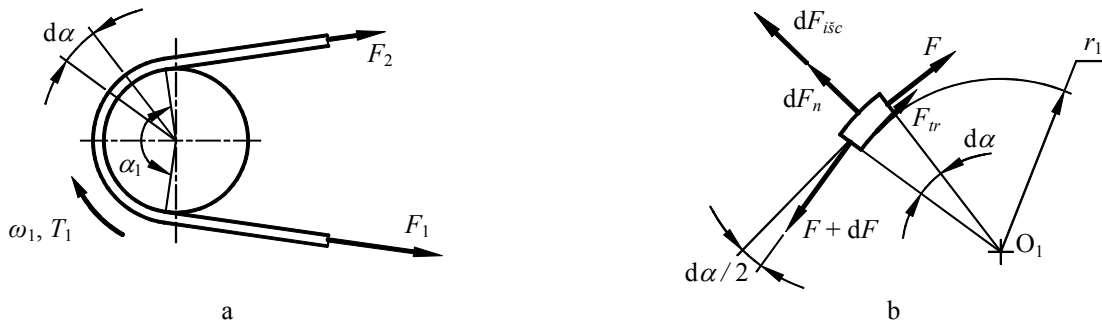
Nagrinėsime be galo mažo diržo lanko $d\alpha$ pusiausvyrą (13.6 pav., a ir b). Momentų pusiausvyros sąlyga apie tašką O_1 (13.6 pav., b):

$$(F + dF) r_1 - F r_1 - F_{tr} r_1 = 0 \quad \text{ir} \quad dF = f dF_n;$$

čia $F_{tr} = f dF_n$; f – trinties koeficientas tarp diržo ir skriemulio. Ketinių ir plieninių skriemulių vidutinės f reikšmės yra: gumuotiems diržams $f = 0.35$, odiniams $f = 0.22$, medvilniniams $f = 0.3$.



13.5 pav. Jėgos, veikiančios diržinėje pavaroje



13.6 pav. Skaičiavimo schemas nustatant ryšį tarp trinties jėgų ir diržo šakų įtempimų

Normalės dF_n kryptimi jėgų pusiausvyros sąlygos:

$$dF_{isc} + dF_n - (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} - F \sin \frac{d\alpha}{2} = 0 \quad \text{ir} \quad dF_{isc} + dF_n - 2F \sin \frac{d\alpha}{2} - dF \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Kai $d\alpha \rightarrow 0$, tai $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$, o $dF \sin(d\alpha/2)$ galima atmesti, kaip antros eilės nykstamai mažą dydį:

$$dF_{isc} + dF_n - F d\alpha = 0.$$

Išcentrinė jėga

$$dF_{isc} = dm \cdot r \cdot \omega_1^2 = \rho \cdot A \cdot r \cdot d\alpha \cdot r \cdot \omega_1^2 = \rho \cdot A \cdot d\alpha \cdot v_1^2;$$

čia ρ – diržo medžiagos tankis; A – diržo skerspjūvio plotas.

Tuomet galima parašyti:

$$dF_n = (F - \rho A v_1^2) d\alpha$$

ir

$$\frac{dF}{F - \rho \cdot A \cdot v_1^2} = f \cdot d\alpha. \quad (13.13)$$

Pastarąją lygį integruodami pagal tampriojo slydimo kampą β ($\beta < \alpha_1$) – $\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F - \rho A v_1^2} = f \int_0^\beta d\alpha$ gausime:

$$\ln \frac{F_1 - \rho A v_1^2}{F_2 - \rho A v_1^2} = f \beta \quad \text{arba} \quad \frac{F_1 - \rho A v_1^2}{F_2 - \rho A v_1^2} = e^{f \beta}; \quad (13.14)$$

čia $e \approx 2.71828$ – natūrinis logaritmo pagrindas. Dydis $\rho A v_1^2$ – pastovi papildoma diržo įtempimo jėga, veikianti išilgai viso diržo.

Kartu sprendžiant (13.12) ir (13.14) gausime:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f \beta}}{e^{f \beta} - 1} + \rho A v_1^2, \quad (13.15)$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f \beta} - 1} + \rho A v_1^2, \quad (13.16)$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \beta} + 1}{e^{f \beta} - 1} + \rho A v_1^2. \quad (13.17)$$

Kai $F_0 < \frac{F_t}{2} \cdot \frac{e^{f \beta} + 1}{e^{f \beta} - 1} + \rho A v_1^2$ diržas pradeda buksuoti. Skaičiavimų supaprastinimui galima priimti $\beta \approx \alpha_1$.

Didinant f ir α_1 pavaros darbas gerėja. Šios išvados pagrindu ir konstruojamos diržinės pavaros.

Tik esant dideliems greičiams ($v_1 > 20$ m/s) išcentrinė jėga turi įtakos pavaros darbingumui. Todėl, kai $v_1 \leq 20$ m/s į išcentrinę jėgą paprastai neatsižvelgiama, t.y. $\rho A v_1^2 = 0$.

13.5. Jėgos veikiančios pavaros velenus

Velenus veikianti jėga, atsirandanti nuo diržo šakų įtempimo jėgų (13.5 pav.)

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 F_1 F_2 \cos \gamma} \approx 2 F_0 \cos \frac{\gamma}{2} \approx 2 F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}; \quad (13.18)$$

čia F_1 ir F_2 apskaičiuotos pagal (13.15) ir (13.16) priėmus $\rho A v_1^2 = 0$ – diržo išcentrinės jėgos ties skriemuliais kompensuoja viena kita.

Jei pavaroje nenaudojami įtempimo įtaisai, tai uždedant naują diržą, jis įtempiamas su atsarga, kad diržui šiek tiek ištįsus neatsirastų žalingas praslydimas. Todėl jėgą F_V rekomenduojama padidinti 1.5 karto.

13.6. Įtempimai dirže

Daugumoje atvejų diržo skerspjūvis nėra vienalytis (kordo gijos, polimerinis užpildas ir pan.). Skaičiavimams imami vidutiniai įtempimai laikant, kad jie skerspjūvyje pasiskirsto tolygiai ir galioja Huko dėsnis.

Naudingas įtempimas kylantis nuo apskritiminės jėgos

$$\sigma_t = F_t / A. \quad (13.19)$$

Įtempimai varančiojoje ir varomojoje diržo šakose:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \sigma_t \frac{e^{f \alpha_1}}{e^{f \alpha_1} - 1} + \sigma_{isc} \quad \text{ir} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \sigma_t \frac{1}{e^{f \alpha_1} - 1} + \sigma_{isc}; \quad (13.20)$$

čia

$$\sigma_{isc} = \rho v_1^2 \quad (13.21)$$

įtempimai kylantys nuo išcentrinės jėgos.

Skriemulių gaubimo kampų ribose diržas yra lenkiamas. Lenkimo įtempimai tuo didesni kuo mažesnis skriemulio skersmuo, storesnis diržas ir didesnis diržo medžiagos tamprumo modulis. Maksimalūs lenkimo įtempimai diržo skerspjūvyje

$$\sigma_L = E \varepsilon_{max}.$$

Deformaciją ε_{max} rasime nagrinėdami be galo mažą išlenkto diržo dalį $d\alpha$ (13.7 pav.). Diržo neutralaus paviršiaus ilgis $l_n = d\alpha (d/2 + h/2)$, ir diržo išorinio paviršiaus ilgis $l_{is} = d\alpha (d/2 + h)$. Deformacija $\varepsilon_{max} = (l_{is} - l_n) / l_n = h / (d + h)$. Kadangi diržo storis h , palyginus su skriemulio skersmeniu d yra labai mažas, tai maksimalūs lenkimo įtempimai diržo skerspjūvyje gali būti apskaičiuoti taip:

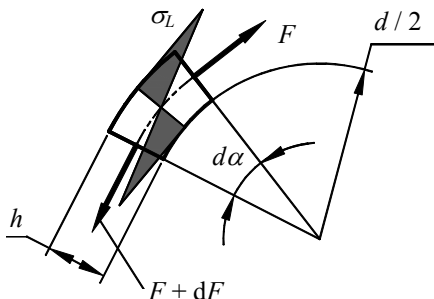
$$\sigma_L \approx E \frac{h}{d}. \quad (13.22)$$

Skaičiuojant diržo lenkimo įtempimus ties varančiuoju skriemuliu σ_{L1} , į (13.22) vietoje d reikia įstatyti d_1 , o skaičiuojant ties varomuoju skriemuliu $\sigma_{L2} - d_2$.

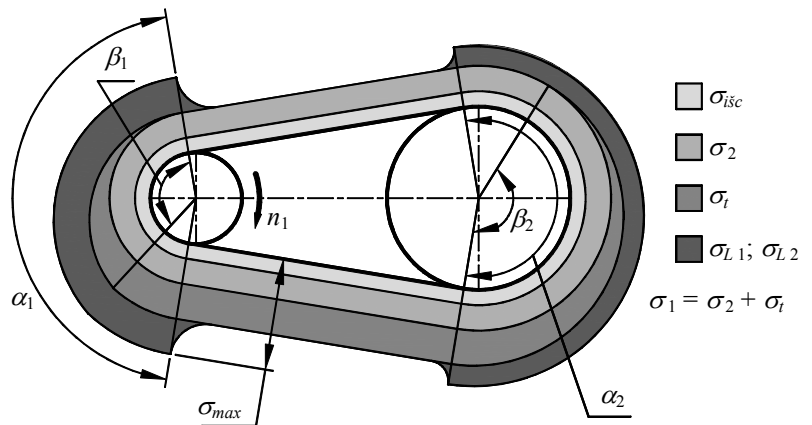
Įtempimų pasiskirstymas visuose diržo skerspjūviuose pateiktas 13.8 pav. Maksimalūs įtempimai yra varančiojoje diržo šakoje, ten, kur diržas užbėga ant skriemulio:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{isc} + \sigma_{L1}. \quad (13.23)$$

Šie įtempimai naudojami diržo ilgaamžiškumo skaičiavimams, kadangi dirbant pavarai dirže kyla cikliniai lenkimo ir tempimo įtempimai.



13.7 pav. Lenkimo įtempimų nustatymas dirže



13.8 pav. Įtempimų pasiskirstymas dirbančiame dirže

13.7. Diržo ilgaamžiškumo skaičiavimas

Diržo darbo trukmė priklauso ne tik nuo maksimalių įtempimų dydžio. Labai didelę įtaką darbo trukmei turi diržo lankstymo dažnis

$$f_D = \frac{z_S v}{L}; \quad (13.24)$$

čia z_S – skriemulių skaičius pavaroje; v – diržo linijinis greitis; L – diržo ilgis.

Diržams apytikslė nuovargio kreivės lygtis yra:

$$\sigma_{\max}^m N_E = C; \quad (13.25)$$

čia m ir C – pastoviosios, nustatomos eksperimentiškai; σ_{\max} – maksimalūs normaliniai diržo įtempimai; N_E – ekvivalentinis ciklų skaičius per diržo tarnavimo laiką:

$$N_E = \frac{3600 f_D L_h}{\xi}; \quad (13.26)$$

kur L_h – pavaros tarnavimo laikas valandomis; ξ – koeficientas įvertinantis nevienodas diržo lenkimo deformacijas ties varančiuoju ir varomuoju skriemuliais. Kai perdavimo santykis $u=1$, tai $\xi=1$. Didėjant u koeficientas ξ didėja artėdamas prie z_S reikšmės.

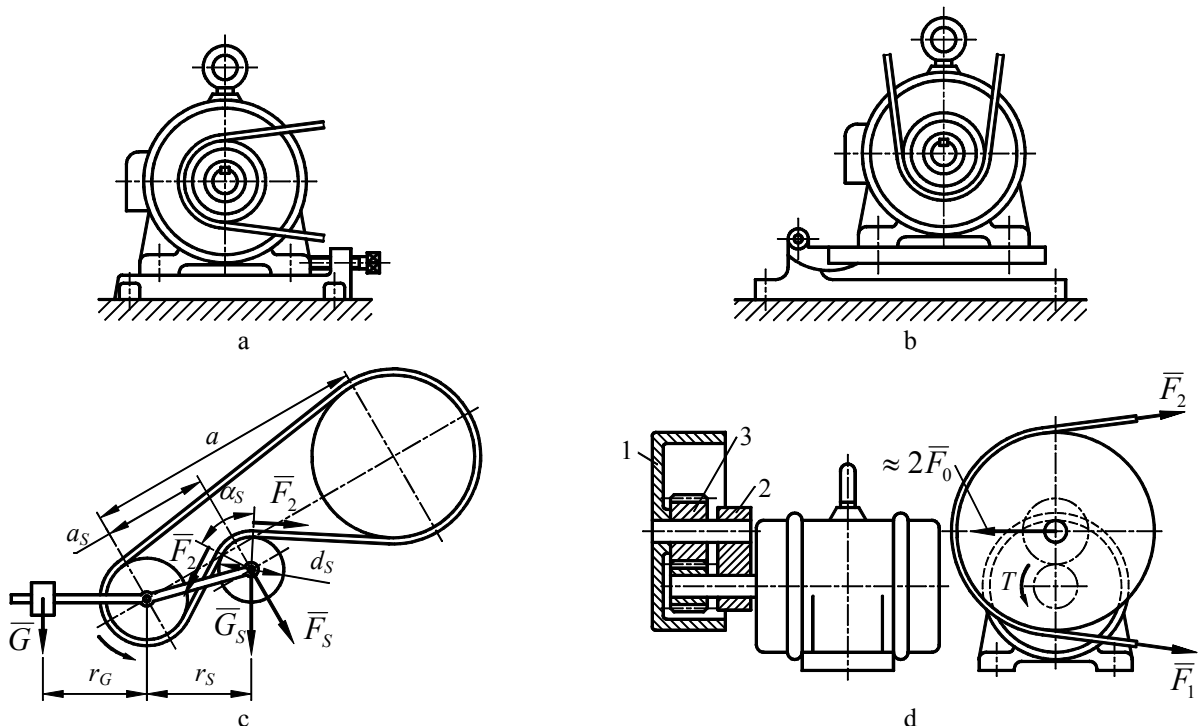
Diržo skaičiavimas ilgaamžiškumui reikalauja didelės apimties eksperimentinių duomenų apie diržų nuovargio kreivių parametrus, todėl šie skaičiavimai atliekami ne visų tipų diržams.

13.8. Diržų įtempimo įtaisai

Diržo pradinis įtempimas F_0 turi didelę įtaką pavaros ilgaamžiškumui, traukos jėgai ir naudingumo koeficientui. Ekonomiškiausias yra pavaros su minimalia trinties atsarga (minimalia F_0 atsarga). Praktikoje dauguma pavarų dirba esant kintamoms apkrovoms, todėl diržinės pavaros skaičiuojamos pagal didžiausią galimą apkrovą. Periodais, kai pavara nepilnai apkrauta, perteklinis diržo įtempimas sumažina jo ilgaamžiškumą ir pavaros naudingumo koeficientą. Be to, dirbdamas diržas ištįsta ir norint, kad pavara normaliai dirbtų, diržą reikia sutrumpinti. Begaliniam diržams to padaryti neįmanoma, todėl dauguma pavarų turi įtempimo įtaisus.

Darbo principo ir konstrukcijos atžvilgiu įtempimo įtaisai skirstomi į šias grupes (13.9 pav.):

- rogutės;
- svyruojančios plokštės;
- įtempimo skriemuliai;
- automatiniai įtempėjai.



13.9 pav. Diržų įtempimo įtaisai: a – rogutės; b – svyruojanti plokštė; c – pavara su įtempimo skriemuliu; d – automatinis įtempėjas

Rogutės (13.9 pav., a) – tai vienas iš paprasčiausių periodinio diržo patempimo įtaisų. Jame variklis perstumiamas sraigto ar kito įtaiso pagalba. Periodinis diržo įtempimo reguliavimas reikalauja nuolatinės pavaros priežiūros, o kai ji nepakankama galimas diržo praslydimas arba greitesnis susidėvėjimas.

Svyruojančios plokštės (13.9 pav., b) automatiškai palaiko pastovų diržo įtempimą. Diržas įtempiamas naudojant elektros variklio masę.

Diržo įtempimas papildomu skriemuliu (13.9 pav., c) naudojamas išskirtinai pavarose su plokščiu diržu. Tokios pavaros *privalumai* – mažesnis tarpašinis atstumas ir didesnis perdavimo santykis, bei automatiškai užtikrinamas pastovus diržo įtempimas. Skriemulio gaubimo diržu kampas α , o tuo pačiu ir traukos jėga tampa nepriklausomi nuo tarpašinio atstumo. Esant bet kurioms realiai pasiekiamoms tarpašinio atstumo a ir perdavimo santykio i reikšmėms galima gauti $\alpha \geq 180^\circ$. Įtempimo skriemulį rekomenduojama įtaisyti varomoje diržo šakoje. Taip sumažinama reikalinga diržo įtempimo jėga, o papildomas diržo lankstymas ties įtempimo skriemuliu mažiau įtakoja diržo ilgaamžiškumą, nes varomoji diržo šaka mažiau apkrauta. Pagrindiniai tokios pavaros *trūkumai* yra: sumažintas diržo ilgaamžiškumas, dėl papildomo jo lankstymo; aukštesni reikalavimai diržų galų sujungimui, nes diržas dirba abiem pusėmis; pavara nereversinė; didesnė pavaros kaina.

Įtempimo skriemulio plotis imamas lygus skriemulių pločiui, o skersmuo:

$$d_s = (0.8 \dots 1.0) d_1.$$

Siekiant padidinti skriemulio gaubimo diržu kampą α_1 , įtempimo skriemulys statomas arčiau mažojo skriemulio. Tarpašinis atstumas tarp mažesniojo ir įtempimo skriemulių turi būti ne mažesnis už $(d_1 + d_s / 2)$, kampas $\alpha_1 = 200^\circ \dots 220^\circ$. Pavaros tarpašinis atstumas

$$a = (0.7 \dots 1.2) (d_1 + d_2).$$

Įtempimo skriemulį veikianti jėga

$$F_s = 2 F_2 \cos \frac{\alpha_s}{2},$$

čia α_s - įtempimo skriemulio gaubimo kampu kampas, rekomenduojama $\alpha_s = 120^\circ$.

Diržo įtempimui reikalingas svoris arba spyruoklės jėga randama iš įtempimo skriemulio svirties pusiausvyros sąlygos:

$$G = \frac{F_s a_s + G_s r_s}{r_G}.$$

Automatiniuose įtempėjuose diržo įtempimas automatiškai keičiasi keičiantis apkrovai, t.y. santykis F_1/F_0 išlaikomas pastovus visą pavaros darbo laiką. Tokios pavaros pavyzdys parodytas 13.9 pav., d. Skriemulys 1 sujungtas su svyruojančia svirtimi 2, kuri kartu yra varomojo krumpliaračio 3 ašimi. Diržo įtempimo jėga $2 F_0$ lygi krumpliaračių apskritiminei jėgai, t.y. proporcinga apkrovos momentui. Tokios pavaros *privalumas* – išcentrinės jėgos neturi įtakos pavaros traukos jėgai (pavara gali dirbti esant dideliems sukimosi greičiams). Pavaros *trūkumai* – konstrukcijos sudėtingumas ir prarandamos saugiklinės savybės nuo perkrovų.

13.9. Pavaros su plokščiu diržu

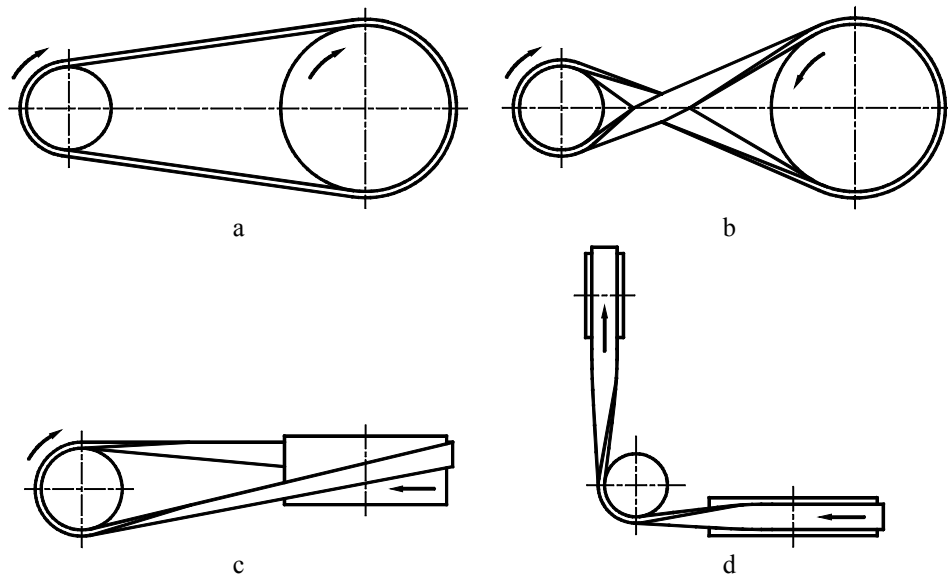
Konstrukcijos. Praktikoje sutinkamas labai didelis kiekis įvairių konstrukcijų pavarų su plokščiu diržu. Čia pateikta tik labiausiai paplitusios konstrukcijos (13.10 pav.):

- *atvira* pavara – velenų ašys lygiagrečios ir suktis viena kryptimi;
- *kryžminė* pavara – velenų ašys lygiagrečios ir suktis į priešingas puses;
- *pusiau kryžminė* pavara - velenų ašys prasilenkiančios koku tai kampu;
- *kampinė* pavara – velenų ašys prasilenkiančios koku tai kampu.

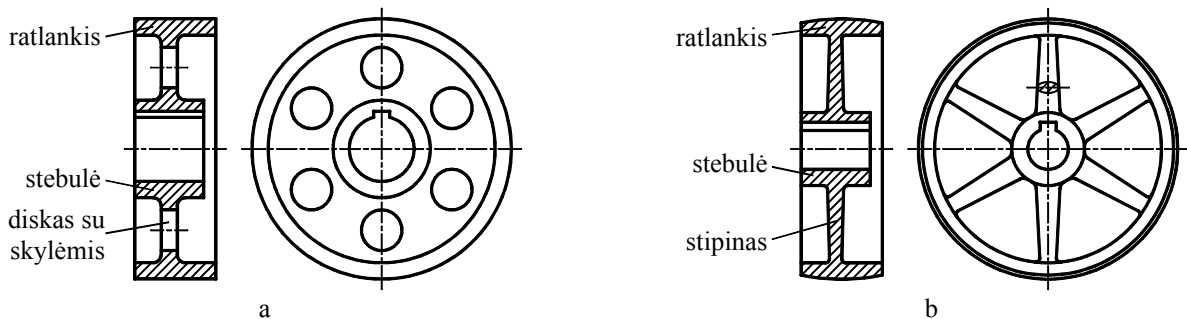
Iš išvardintų konstrukcijų praktikoje plačiausiai sutinkama atvira pavara. Lyginant su kitomis pastaroji pasižymi didžiausiu naudingumo koeficientu ir ilgaamžiškumu. Kryžminėse ir kampinėse pavarose diržas daug greičiau susidėvi dėl papildomų lankstymų, persisukimų ir trinties tarp varančiosios ir varomosios diržo šakų.

Diržų tipai. Mašinų gamyboje plačiausiai naudojami šių tipų diržai:

- *odiniai* – pasižymi didele traukos jėga, lankstumu ir trinties koeficientu, yra atsparūs kintamoms ir smūginėms apkrovoms, turi irimui atsparius kraštus. Šie diržai brangūs, todėl naudojami retai;
- *austiniai* – audžiami iš organinių (medvilnė, gyvulių vilna, kanapės, linai, šilkas) arba sintetinių (dirbtinis šilkas, poliamidas polietilenas, nailonas, perlonas) medžiagų. Lyginant su odiniais šie diržai gali būti begalinai, todėl tyliau dirba, tačiau jų kraštai mažiau atsparūs irimui. Reikiamo storio diržai gaunami keletą audinių sluoksnių suklijuojant polimeru arba vulkanizuojant guma. Audinys, turėdamas už gumą didesnį tamprumo modulį, perduoda pagrindinę apkrovos dalį, o guma apsaugo audinį nuo pažeidimų ir padidina trinties koeficientą. Šie diržai yra stiprūs, lankstūs, mažai jautrūs temperatūros ir drėgmės kitimui;
- *daugiasluoksniai* – dažniausiai juos sudaro trys skirtingas funkcijas atliekantys sluoksniai: trinties (guma arba elastomeras), traukos (poliamidinės juostelės arba kordiniai siūlai) ir apsauginis (audinys arba elastomero folija). Šie diržai išvysto didelę traukos jėgą, pasižymi dideliu trinties koeficientu, yra labai lankstūs ir mažai jautrūs tepalams bei atmosferos poveikiui.



13.10 pav. Plokščiojo diržo pavarų konstrukcijos: a – atvira; b – kryžminė; c – pusiau kryžminė; d – kampinė



13.11 pav. Plokščiojo diržo pavarų skriemuliai: a – su disku ir skylėmis jame, ratlankis cilindrinis; b – su stipiniais, ratlankis išgaubtas

Didelę įtaką pavaros darbui, ypač prie didelių greičių, turi diržo galų sujungimas. Nekokybiškas diržo galų sujungimas sumažina diržo ilgaamžiškumą ir pavaros traukos jėgą. Yra daug diržo galų sujungimo būdų, tačiau visus juos galima suskirstyti į tris pagrindines grupes: susiuvimas, klijavimas (suvirinimas), metalinis sukabinimas.

Begaliniai diržai žymiai padidina diržo ilgaamžiškumą ir leistiną greitį.

Skriemuliai turi būti stiprūs lengvi ir subalansuoti. Gaminami iš pilkojo ketaus, plieno, lengvųjų lydinųjų ir polimerų. Skriemulį sudaro ratlankis, stebulė ir diskas arba stipinai, jungiantys ratlankį su stebule (13.11 pav.).

Mažų skersmenų (iki 200 ... 250 mm) skriemuliai gaminami ištisi su disku. Diskas gali būti su skylėmis arba be jų. Didelių skersmenų (per 250 mm) skriemuliai gaminami su 4 ... 6 stipiniais. Ratlankio darbinis paviršius paprastai būna cilindrinis (13.11 pav., a), tačiau gali būti ir išgaubtas (13.11 pav., b). Toks ratlankis labiau įtempia diržo vidurį ir diržas rečiau krenta nuo skriemulio.

Skaičiavimo metodika. Plokščiojo diržo pavaros skaičiavimas pagrįstas aukščiau pateiktais diržinių pavarų teoriniais pagrindais ir eksperimentiniais duomenimis. Šiame skaičiavime Eulerio ir suminių įtempimų formulės tiesiogiai nenaudojamos. Jos įvertinamos parenkant pavaros geometrinius parametrus (a , d , α ir kt.) ir leistinuosius įtempimus.

Projektiniam skaičiavimui reikia žinoti varančiojo skriemulio galingumą P_1 , sukimosi dažnį n_1 ir pavaros perdavimo skaičių u .

Plokščiojo diržo pavara skaičiuojama taip:

- parenkama tikslingiausia pavaros konstrukcija;
- apskaičiuojami skriemulių skersmenys: $d_1 \approx 60 \sqrt[3]{T_1}$ ir $d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon)$;
- nustatomas orientacinis tarpašinis atstumas $a \geq 1.5 (d_1 + d_2)$;
- apskaičiuojamas diržo ilgis L pagal (13.3a); jei diržas begalinis, tai pagal apskaičiuotąjį parenkamas standartinis ilgis;
- apskaičiuojamas tikrasis tarpašinis atstumas a pagal (13.4);
- apskaičiuojamas mažojo skriemulio gaubimo kampas diržu $\alpha_1 \geq 150^\circ$ pagal (13.2);
- apskaičiuojamas apskritiminis diržo greitis $v_1 \leq v_{adm}$ pagal (13.6);
- apskaičiuojamas diržo lankstymo dažnis $f_D \leq f_{D adm}$ pagal (13.24);
- apskaičiuojama apskritiminė jėga $F_t = P_1/v_1$;

- parenkamas diržo tipas;
- pagal gaminančios firmos metodiką nustatomas diržo skerspjuvio plotas A_D ;
- apskaičiuojamas pradinis diržo įtempimas $F_0 = A_D \sigma_0$, čia σ_0 – pradinis leistinas diržo įtempimas;
- apskaičiuojama velenus veikianti jėga F_V pagal (13.18).

13.10. Pavaros su trapeciniais diržais

Trapecinio diržo pavaros, palyginti su plokščiojo diržo pavaromis, yra mažesnių gabaritų, perduoda didesnius galingumus, mažiau apkrauna velenus, tyliau dirba, turi didesnius perdavimo skaičius. Dėl šių pranašumų šios pavaros yra labiausiai paplitusios.

Konstrukcijos ypatumai. Diržo skerspjuvis yra lygiašonės trapecijos formos. Diržas darbo metu išspraudžiamas į tokios pat formos skriemulių griovelius. Pavaroje gali būti vienas arba keletas diržų. Tam, kad sumažinti lenkimo įtempimus dirže geriau naudoti kelis plonesnius diržus vietoje vieno storo. Skriemulio griovelis būna tokio dydžio, kad tarp griovelio dugno ir diržo vidinio paviršiaus susidarytų tarpelis Δ (13.12 pav.). Darbiniais yra šoniniai diržo paviršiai. Taip pat diržas neturi būti išsikišęs virš skriemulio išorinio skersmens, kitaip skriemulio griovelio briaunos greitai sugadina diržo šonus.

Trapecinio diržo pavaros geometriniai, kinematiniai ir jėginiai parametrai yra tokie pat kaip ir plokščiojo diržo pavaros. Jiems apskaičiuoti tinka aukščiau pateiktos formulės, tik vietoje d , L ir b reikia naudoti skaičiuojamuosius dydžius d_{sk} , L_{sk} ir b_{sk} . Šie dydžiai matuojami diržo neutraliojo sluoksnio vietoje (13.12 pav.).

Trapecinių diržų pavarose elementari trinties jėga (13.13 pav., a)

$$dF_{tr} = 2 f dF_{nT} = \frac{f dF_n}{\sin(\varphi_0/2)};$$

čia dF_{nT} – normalinė jėga spaudžianti skriemulio griovelio šonus; φ_0 – trapecinio diržo kampas.

Esant tokioms pat sąlygoms pavarai su plokščiu diržu gausime (13.13 pav., b):

$$dF_{tr} = f dF_n.$$

Sulyginę paskutiniąsias dvi priklausomybes matome, kad trapecinių diržų pavarose trintis didėja (gerėja pavaros darbo sąlygos) mažėjant kampui φ_0 . Dydis

$$f' = \frac{f}{\sin(\varphi_0/2)} \quad (13.27)$$

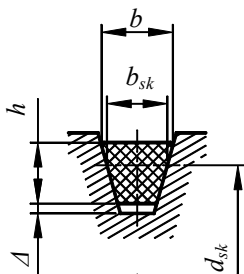
vadinamas fiktyviu trinties koeficientu. Standartinių diržų kampas $\varphi_0 = 34^\circ$; 38° , todėl $f' \approx 3f$. Taigi trapecinė diržo forma skriemulio ir diržo sukibimą padidina apie 3 kartus lyginant su plokščiu diržu. Toliau mažinant profilio kampą diržas ima savaimė strigti skriemulio griovelyje.

Skaičiuojant trapecinio diržo pradinio ir šakų tempimo jėgas bei įtempimus išraiškose (13.15) ... (13.17) ir (13.20) vietoje f reikia naudoti f' .

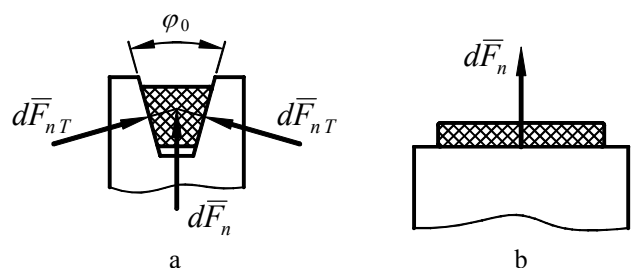
Ženklaus trinties padidėjimas trapecinio diržo pavaroje, lyginant ją su plokščiojo diržo pavara, leidžia išlaikyti tokią pat traukos jėgą, esant mažesniems gaubimo diržu kampams. Praktikoje trapecinių diržų pavaroms rekomenduojama priimti $\alpha_1 \geq 120^\circ$, o ypatingais atvejais α_1 leidžiama sumažinti iki 70° . Dėl to trapecinio diržo pavaros tarpašiniai atstumai tampa mažesni, o perdavimo skaičiai didesni. Judesį galima perduoti keliems skriemuliams.

Trapeciniai **diržai** turi būti lankstūs, kad sumažinti lenkimo įtempimus, ir tuo pačiu standūs išilgine ir skersine kryptimis. Dauguma trapecinių diržų yra begaliniai, t.y. fiksuotų ilgių. Naudojami įvairios skerspjuvio struktūros diržai. Vienas iš plačiausiai naudojamų skerspjuvių susideda iš: kordinių gijų (perduoda traukos jėgą ir yra išdėstytos diržo neutraliame sluoksnyje), polimerinio užpildo (skerspjuviui suteikia reikiamą formą) ir impregtuoto apdangalo (padidina sukibimą su skriemuliu ir neleidžia sugadinti diržo).

Pagal skerspjuvio matmenis (diržo pločio ir aukščio santykį b/h) diržai skirstomi į normalaus pločio, siaurus, plačius gofruotus (gofrai – išstrižos įpjovos yra gniuždomoje diržo pusėje, jie padidina diržo lankstumą) ir dvigubus (darbiniai paviršiai viršutinėje ir apatinėje diržo dalyse).



13.12 pav. Trapecinio diržo pavaros skaičiuojamieji dydžiai



13.13 pav. Normalinės jėgos veikiančios trapeciniame (a) ir plokščiam (b) diržuose

Trapecinių diržų pavarų **skriemulių** medžiagos, reikalavimai ir konstrukcijos tokios pat kaip ir plokščių diržų pavarų skriemulių. Tik šiuo atveju ratlankyje daromi grioveliai diržui. Jų gali būti vienas arba daugiau. Rekomenduojama naudoti ne daugiau kaip 6 diržus. Kuo daugiau diržų, tuo sunkiau gauti vienodą jų įtempimą, dėl neišvengiamų diržų ilgių ir griovelių paklaidų.

Skaičiavimo metodika. Trapecinio diržo pavarų skaičiavimas yra standartizuotas. Pavaros projektinis skaičiavimas atliekamas taip:

- pagal varančiojo skriemulio sukimosi dažnį n_1 ir perduodamą galingumą P_1 parenkamas standartinis diržo tipas ir mažojo skriemulio skersmuo d_{1sk} ;
- apskaičiuojamas didžiojo skriemulio skersmuo $d_{2sk} = u d_{1sk} (1 - \varepsilon)$. Gautos skriemulių skersmenų reikšmės apvalinamos iki standartinių;
- apskaičiuojamas apskritiminių diržo greitis $v_1 \leq v_{adm}$ pagal (13.6);
- apskaičiuojamas orientacinis tarpašinis atstumas $a = 0.55 (d_{1sk} + d_{2sk}) + h$;
- apskaičiuojamas diržo ilgis L pagal (13.3a). Pagal apskaičiuotąjį parenkamas standartinis ilgis;
- apskaičiuojamas diržo lankstymo dažnis $f_D \leq f_{Dadm}$ pagal (13.24);
- apskaičiuojamas tikrasis tarpašinis atstumas a pagal (13.4);
- apskaičiuojamas mažojo skriemulio gaubimo kampas diržu $\alpha_1 \geq 120^\circ$ pagal (13.2);
- apskaičiuojamas reikiamas diržų skaičius $z = z' / C_z$, čia $z' = P_1 / P_{sk}$; P_{sk} – vienu diržu perduodamas galingumas; C_z – diržų skaičiaus koeficientas priklausantis nuo z' ;
- apskaičiuojamas vieno diržo pradinis įtempimas $F_0 = \frac{850 P_1 C_L}{z v_1 C_\alpha C_r} + F_{isc}$; čia C_L – diržo ilgio koeficientas; C_α – skriemulio gaubimo kampo diržu koeficientas; C_r – darbo režimo koeficientas;
- apskaičiuojama velenus veikianti jėga $F_V \approx 2 z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$.