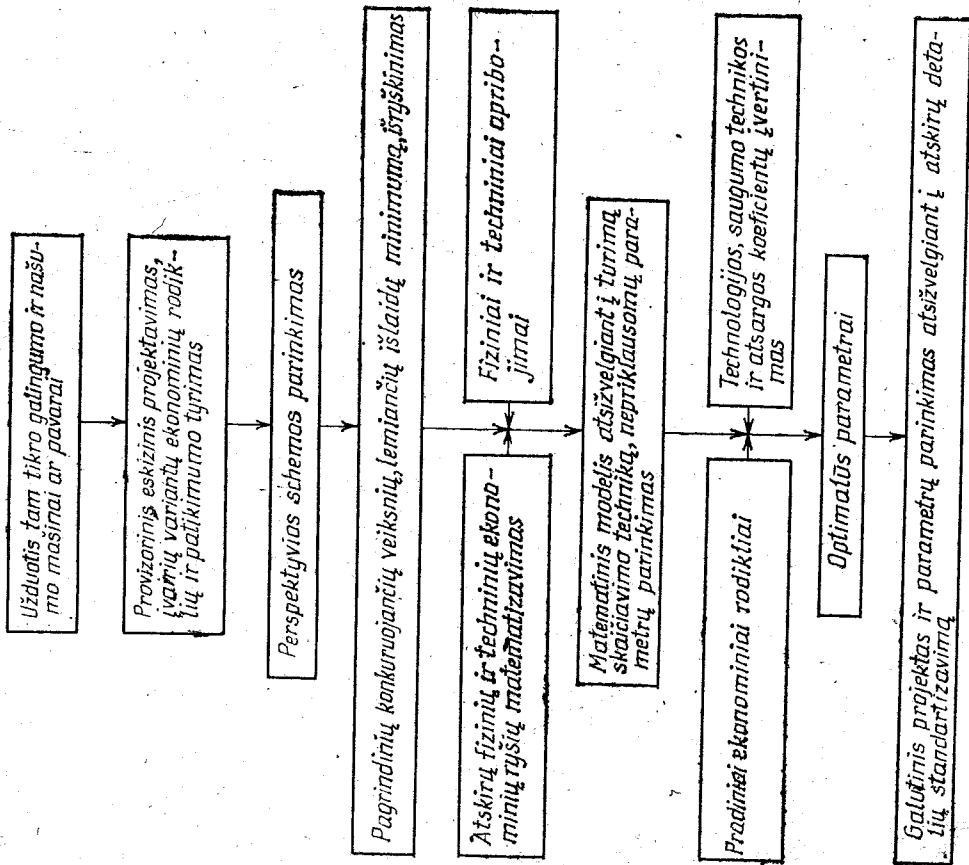


Projektavimo objekto optimizavimo schema parodyta 14.3 pa-
veiksle.



14.3 pav. Projektavimo objekto optimizavimo schema

15. ELEKTROMECHANINIŲ PAVARŲ PROJEKTAVIMO PAVYZDŽIAI

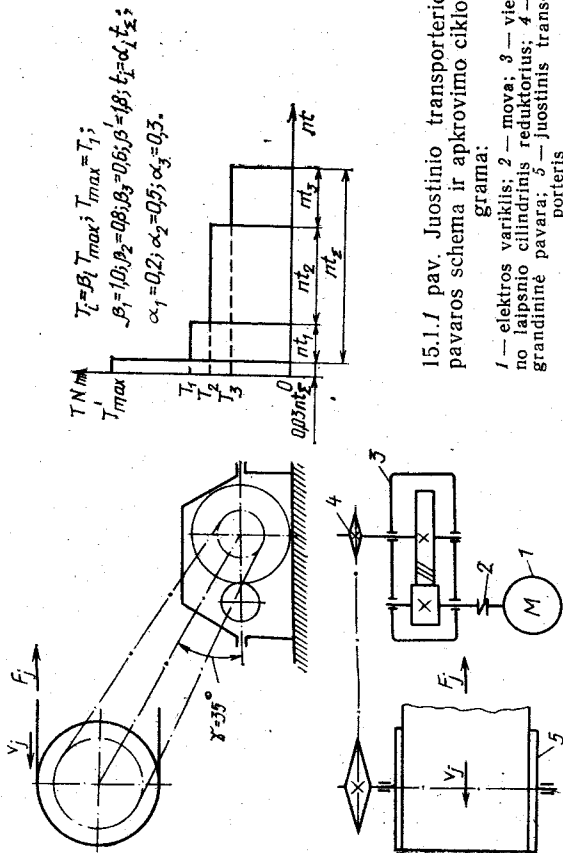
15.1. SAKNIAVAISIŲ SANDELIO JUOSTINIO TRANSPORTERIO PAVARA

Uždutis. Suprojektuoti pavara šakniavaisių sandėlio juostiniam transporteriui (13.1.1 pav.), kai transporterio juosta perduodama naudinga jėga $F_j = 1300 \text{ N}$, juostos greitis $v_j = 2,0 \text{ m/s}$,

varančiojo būgno skersmuo $D_b = 0,4 \text{ m}$. Pavaros naudojimo trukmė 10 000 h.

1. Elektros variklio parinkimas, kinematinis ir jėginis skaičiavimas.

1.1. Visos pavaros naudingumo koeficiento reikšmei nustatyti iš 3.1 lentelės imame: krumpliaracio poros $\eta_{kr} = 0,97$, grandininės



15.1.1 pav. Juostinio transporterio pavaros schema ir apkrovimo ciklo grama:
1 — elektros variklis; 2 — vario laipsnio cilindrinis reduktorius; 4 — grandininė pavara; 5 — juostinis transporteris

pavaros $\eta_{gr} = 0,94$; guolio poros $\eta_g = 0,99$. Bendras pavaros naudingumo koeficientas

$$\eta = \eta_{kr} \eta_{gr} \eta_g^3 = 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^3 = 0,88.$$

1.2. Reikiamas elektros variklio galingumas

$$P = F_j v_j / \eta = 1300 \cdot 2,0 / 0,88 = 2955 \text{ W}.$$

1.3. Vadovaudamiesi rekomendacijomis (žr. 3.1 poskyrį), preliminariai imame perdavimo skaičius: krumplinės pavaros $u_{kr} = 3,5$, grandininės pavaros $u_{gr} = 3,0$.

1.4. Orientacinis pavaros perdavimo skaičius

$$u = u_{gr} u_{kr} = 3,0 \cdot 3,5 = 10,5.$$

1.5. Apskaiciuojame būgno sukimosi dažnį

$$n_b = 60 v_j / (\pi D_b) = 60 \cdot 2,0 / (\pi \cdot 0,4) = 95,54 \text{ min}^{-1}.$$

1.6. Nustatome orientacinį elektros variklio sukimosi dažnį

$$n_v = n_b u = 95,54 \cdot 10,5 = 1003 \text{ min}^{-1}.$$

1.7. Pagal reikiama galingumą ir orientacinį sukimosi dažnį parenkame trifazį asinchroninį elektros variklį 4A112MA6CV1 (žr. 3.3 lent.), kurio galingumas $P_v = 3,0$ kW, sukimosi dažnis $n_v = 955$ min⁻¹, veleno išsikišusio galo skersmuo $d_v = 32$ mm, ilgis $l_v = 80$ mm (3.5 lent.).

1.8. Patikslintas pavaros bendras perdavimo skaičius $u = n_v / n_b = 955/95,54 = 10$.

1.9. Galutinai priimame $u_{kr}^* = 3,5$ ir $u_{gr}^* = u / u_{kr} = 10/3,5 = 2,86$.

1.10. Reduktoriaus varomojo veleno išsikišusio galo sukimosi dažnis $n_2 = n_1 / u_{kr} = 955/3,5 = 272,9$ min⁻¹.

1.11. Velenų kampiniai greičiai

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi 955 / 30 = 99,96 \text{ rad/s};$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_{kr}^* = 99,96 / 3,5 = 28,56 \text{ rad/s};$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_{gr}^* = 28,56 / 2,86 = 9,99 \text{ rad/s}.$$

1.12. Velenų sukimo momentai

$$T_1 = P / \omega_1 = 2955 / 99,96 = 29,56 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$T_2 = T_1 u_{kr}^* = 29,56 \cdot 3,5 = 103,5 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$T_b = F_j D_b / 2 = 1300 \cdot 0,4 / 2 = 260 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

2. *Istrižakrumplės pavaros skaičiavimas.*

2.1. Medžiagų parinkimas ir leistinųjų įtempimų nustatymas.

2.1.1. Kadangi pavarai ypatingų reikalavimų nėra, tai krumpliaraičiams parenkame vidutinių mechaninių savybių plieną; abiem krumpliaraičiams imame plieną 45. Mažąjį krumpliaratį termiškai apdirbti numatome pagerinimu, didįjį — normalizavimu. Laikoma, kad reduktoriaus gamyba bus mažaserijinė, tai mažąjį krumpliaratį gaminsime iš valcuoto ruošinio, o didįjį krumpliaratį — iš kalto ruošinio.

2.1.2. Numatome medžiagų mechanines charakteristikas. Iš 4.1 lentelės išrašome mažajam krumpliaraičiui takumo ribą $\sigma_{T1} = 580$ MPa, kietumą HB 2410...2850 MPa; imame $HB_1 = 2600$ MPa ir didžiajam krumpliaraičiui $\sigma_{T2} = 340$ MPa, HB 1700...2170 MPa, imame $HB_2 = 1900$ MPa.

Apskaičiuojame kontaktinio patvarumo ribas (žr. 4.2 lent.): mažajam krumpliaraičiui $\sigma_{H \text{ lim } b_1} = 0,2 HB_2 + 70 = 0,2 \cdot 2600 + 70 = 590$ MPa; didžiajam krumpliaraičiui $\sigma_{H \text{ lim } b_2} = 0,2 HB_1 + 70 = 0,2 \cdot 1900 + 70 = 450$ MPa.

Patvarumo riba lenkiant (žr. 4.3 lent.): mažajam krumpliaraičiui $\sigma_{F \text{ lim } b_1}^0 = 0,18 HB_1 = 0,18 \cdot 2600 = 468$ MPa; didžiajam krumpliaraičiui $\sigma_{F \text{ lim } b_2}^0 = 0,18 HB_2 = 0,18 \cdot 1900 = 342$ MPa.

2.1.3. Surandame ilgaamžiškumo koeficientus K_{HL} ir K_{FL} . Kontaktinio stiprumo bazinį skaičių mažajam krumpliaraičiui ran-

dame iš grafiko (žr. 4.1 pav.) $N_{H01} = 1,6 \cdot 10^7$, o didžiajam krumpliaraičiui imame (žr. 4.1 poskyrį) $N_{H02} = 10^7$. Ekvivalentinį kontaktinio stiprumo ciklų skaičių didžiajam krumpliaraičiui apskaičiuojame pagal (4.3) formulę.

$$N_{HE2} = 60c \sum \beta_i n_i t_i = 60c n_2 t_2 \sum \beta_i \alpha_i = 60 \cdot 1 \cdot 272,9 \cdot 10000 (1^3 \cdot 0,2 + 0,8^3 \cdot 0,5 + 0,6^3 \cdot 0,3) = 8,53 \cdot 10^7;$$

čia t_2 — užduotyje nurodyta naudojimo trukmė; n_2 — varomojo veleno sukimosi dažnis; parametrai β_i ir α_i paimti iš pavaros apkrovimo ciklogramos (15.1.1 pav.); $c = 1$.

Kadangi $N_{HE2} > N_{H02}$, tai imame $K_{HL} = 1$. Mažasis krumpliaraitis sukasi greičiau, todėl $N_{HE1} > N_{HE2}$, ir jo neskaiciuojame.

Bazinis lenkimo ciklų skaičius plieniniams krumpliaraičiams $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Ekvivalentinį lenkimo ciklų skaičių apskaičiuojame pagal formulę

$$N_{FE2} = 60c \sum \beta_i^6 n_i t_i = 60c n_2 t_2 \sum \beta_i^6 \alpha_i = 60 \cdot 1 \cdot 272,9 \cdot 10000 (1^6 \cdot 0,2 + 0,8^6 \cdot 0,5 + 0,6^6 \cdot 0,3) = 5,65 \cdot 10^7.$$

Siuo atveju, taip pat $N_{FE2} > N_{F02}$ ir ilgaamžiškumo koeficientas $K_{FL} = 1$.

2.1.4. Apskaičiuojame leistinuosius kontaktinius įtempimus: mažajam krumpliaraičiui $[\sigma]_{H1} = \sigma_{H \text{ lim } b_1} K_{HL1} / S_H = 590 \cdot 1/1,1 = 536$ MPa;

didžiajam krumpliaraičiui $[\sigma]_{H2} = \sigma_{H \text{ lim } b_2} K_{HL2} / S_H = 450 \cdot 1/1,1 = 409$ MPa;

čia darbo saugumo koeficientas $S_H = 1,1$ (žr. 4.1 poskyrį).

Mūsų atveju naudojami istrižakrumpliai krumpliaraičiai, kuriems skaičiuojamieji leistinieji kontaktiniai įtempimai nustatomi pagal (4.4) formulę

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 (536 + 409) = 425 \text{ MPa}.$$

2.1.5. Pagal (4.9) formulę apskaičiuojame leistinuosius lenkimo įtempimus

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim } b}^0 K_{FC} K_{FL} / S_F;$$

čia $K_{FC} = 1$ ir $K_{FL} = 1$ (žr. 4.5 p.); darbo saugumo koeficientas $S_F = S_F^* S_F$.

Iš 4.3 lentelės randame, kad normalizuotam ir pagerintam angliniam plienui $S_F^* = 1,75$. Mažajam krumpliaraičiui $S_{F1} = 1,15$, didžiajam krumpliaraičiui $S_{F2} = 1,00$ (žr. 4.6 p.). Tada $S_{F1} = 1,75 \times 1,15 = 2,01$; $S_{F2} = 1,75$. Gauname

$$[\sigma]_{F1} = 468 \cdot 1 \cdot 1/2,01 = 233 \text{ MPa};$$

$$[\sigma]_{F2} = 342 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 195 \text{ MPa}.$$

2.1.6. Nustatome maksimalius leistinuosius įtempimus

$$[\sigma]_H \text{ max1} = 2,8\sigma_{T1} = 2,8 \cdot 580 = 1624 \text{ MPa};$$

$$[\sigma]_H \text{ max2} = 2,8\sigma_{T2} = 2,8 \cdot 340 = 952 \text{ MPa};$$

$$[\sigma]_F \text{ max1} = 0,8\sigma_{T1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ MPa};$$

$$[\sigma]_F \text{ max2} = 0,8\sigma_{T2} = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ MPa}.$$

2.2. Projektinis skaičiavimas.

2.2.1. Priimame krumpliaračio vainiko pločio koeficientą $\psi_{ba} = 0,4$ (žr. 4.2 poskyrį) ir nustatome koeficientą $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} \times (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,5 + 1) = 0,9$.

2.2.2. Iš grafiko (žr. 4.4 pav.) pagal ψ_{bd} reikšmę parenkame apkrovos koeficientą $K_{H\beta} = 1,05$.

2.2.3. Pagal (4.11) formulę apskaičiuojame tarpšalinį atstumą

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (u^2 \psi_{ba} [\sigma]_H)} = 430(3,5+1) \times \\ \times \sqrt[3]{103,5 \cdot 1,05 / (3,5^2 \cdot 0,4 \cdot 425^2)} = 96,44 \text{ mm}.$$

Iš Ra 40 eilės imame $a_w = 100 \text{ mm}$ (žr. 25 p.).

2.2.4. Apskaičiuojame didžiojo krumpliaračio dalijamąjį skersmenį ir vainiko plotį

$$d_2 = 2a_w u / (u+1) = 2 \cdot 100 \cdot 3,5 / (3,5+1) = 155,56 \text{ mm};$$

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ mm}.$$

2.2.5. Pagal formulę (žr. 47 p.) apskaičiuojame pavaros modulį

$$m_n \geq 2 \cdot 10^3 K_m T_2 / (d_2 b_2 [\sigma]_{F2}) = 2 \cdot 10^3 \cdot 5,8 \cdot 103,5 / (155,56 \cdot 40 \cdot 195) = \\ = 0,989 \text{ mm}.$$

Imame standartinę modulio reikšmę $m_n = 2 \text{ mm}$.

2.2.6. Preliminariai apskaičiuojame krumplių įstrižumo kampą

$$\sin \beta = 4m_n / b_2 = 4 \cdot 2 / 40 = 0,2; \beta = 11^\circ 32'.$$

2.2.7. Nustatome suminį krumplių skaičių

$$z_3 = 2a_w \cos \beta / m_n = 2 \cdot 100 \cos 11^\circ 32' / 2 = 97,98.$$

Imame $z_3 = 98$.

2.2.8. Apskaičiuojame tikrąjį krumplių įstrižumo kampo reikšmę

$$\cos \beta = m_n z_3 / (2a_w) = 2 \cdot 98 / (2 \cdot 100) = 0,9800; \beta = 11^\circ 28' 40''.$$

2.2.9. Nustatome krumplių skaičius

$$z_1 = z_3 / (u+1) = 98 / (3,5+1) = 21,77; \text{ imame } z_1 = 22;$$

$$z_2 = z_3 - z_1 = 98 - 22 = 76.$$

2.2.10. Patiksliname perdavimo skaičių $u = z_2 / z_1 = 76 / 22 = 3,46$. Patikslinta u reikšmė nuo aukščiau pasirinktosios reikšmės skiriasi $\Delta u = (3,46 - 3,5) / 3,5 = -1,14\%$ (leidžiama $\pm 4\%$).

2.2.11. Apskaičiuojame krumpliaračių apskritiminių greičių

$$v = 5 \cdot 10^{-4} \omega_1 d_1 = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 99,96 \cdot 44,90 = 2,24 \text{ m/s};$$

čia $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 22 / \cos 11^\circ 28' 40'' = 44,90$.

2.2.12. Iš 4.4 lentelės pagal v reikšmę parenkame pavaros dėvintą tikslumo laipsnį.

2.3. Geometrinių ir jėginių parametų nustatymas.

2.3.1. Nustatome krumpliaračių pagrindinius geometrinius parametrus.

Dalijamųjų apskritimų skersmenys

$$d_{a1} = 44,90 \text{ mm};$$

$$d_{a2} = m_n z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 76 / \cos 11^\circ 28' 40'' = 155,10 \text{ mm}.$$

Patiksliname tarpšalinį atstumą $a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (44,9 + 155,1) / 2 = 100 \text{ mm}$.

Krumplių viršūnių apskritimų skersmenys

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 44,9 + 2 \cdot 2 = 48,9 \text{ mm};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 155,1 + 2 \cdot 2 = 159,1 \text{ mm}.$$

Krumplių pašaknių apskritimų skersmenys

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 44,9 - 2,5 \cdot 2 = 39,9 \text{ mm};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 155,1 - 2,5 \cdot 2 = 150,1 \text{ mm}.$$

Krumpliaračių vainikų pločiai: $b_2 = 40 \text{ mm}$; $b_1 = b_2 + 5 = 45 = 45 \text{ mm}$ (b_1 ir b_2 reikšmės suderintos su Ra 40 eile).

2.3.2. Apskaičiuojame susikabinime veikiančias jėgas.

Apskritiminė jėga $F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 29,56 / 0,0449 = 1318 \text{ N}$.

Radialinė jėga $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 1318 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 11^\circ 28' 40'' = 490 \text{ N}$.

Ašinė jėga $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 1318 \operatorname{tg} 11^\circ 28' 40'' = 268 \text{ N}$.

2.4. Patikrinamojo kontaktinio patvarumo skaičiavimas.

2.4.1. Apskaičiuojame lyginamąją skaičiuojamąją apskritiminę jėgą pagal formulę

$$\omega_{Ht} = F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} / b_2.$$

Iš 4.6 lentelės imame apkrovos pasiskirstymo tarp krumplių koeficientą $K_{H\alpha} = 1,13$. Patiksliname krumpliaračio vainiko pločio koeficiento reikšmę $\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 40 / 44,9 = 0,89$. Kadangi patikslinta reikšmė mažai skiriasi nuo anksčiau parinktosios, koeficiento $K_{H\beta}$ reikšmės nekeičiame ($K_{H\beta} = 1,05$). Iš 4.7 lentelės parenkame dinaminės apkrovos koeficientą $K_{Hv} = 1,03$. Apskaičiuojame lyginamąją jėgą

$$\omega_{Ht} = 1318 \cdot 1,13 \cdot 1,05 \cdot 1,03 / 40 = 40,27 \text{ N/mm}.$$

2.4.2. Patikriname krumpliaraičių kontaktinį patvarumą pagal sąlygą

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\beta \sqrt{\omega_{Ht} (u+1) / (d_1 u)} \leq [\sigma]_H$$

Nustatome koeficientų reikšmes: $Z_H = 1,76 \cos \beta = 1,76 \cos 11^\circ 28' 40'' = 1,725$ — įstrižakrumpliai krumpliaraičiai; $Z_M = 275$ — plieniniai krumpliaraičiai (žr. 4.5 lent.); $Z_\beta = 0,8$ — įstrižakrumplė pavarra. Taigi

$$\sigma_H = 1,725 \cdot 275 \cdot 0,8 \sqrt{40,27(3,46+1) / (44,9 \cdot 3,46)} = 408 \text{ MPa} \leq [\sigma]_H = 425 \text{ MPa}$$

Kadangi skaičiuojamieji kontaktiniai įtempimai neviršija leistinųjų įtempimų, nereikia keisti pavartos parametrų ir kartoti skaičiavimo.

2.5. Patikrinamas lėnkimo patvarumo skaičiavimas.

2.5.1. Pagal (4.21) formulę apskaičiuojame lyginamąją skaičiuojamąją jėgą

$$\omega_{Ft} = F_t K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv} / b_2$$

Nustatome koeficientų reikšmes: $K_{Fa} = 1$ (žr. 4.6 lent.), nes derinta tikslumo klasė; $K_{F\beta} = 1,1$ (žr. 4.4 pav.); $K_{Fv} = 1,25$ (žr. 4.9 lent.). Tada

$$\omega_{Ft} = 1318 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,25 / 40 = 45,3 \text{ N/mm}$$

2.5.2. Apskaičiuojame ekvivalentinį krumpliaraičių krumplių skaičių

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 22 / \cos^3 11^\circ 28' 40'' = 23,37$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 76 / \cos^3 11^\circ 28' 40'' = 80,75$$

2.5.3. Pagal z_{v1} ir z_{v2} reikšmes iš 4.8 lentelės interpoliacijos būdu randame krumplių formos koeficientus $Y_{F1} = 3,94$; $Y_{F2} = 3,6$. Krumplių persidengimo koeficientas $Y_\epsilon = 1,0$, nes skaičiavimas nėra labai tikslus (žr. 52 p.). Krumplių įstrižumo koeficientas $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140 = 1 - 11,48 / 140 = 0,918$.

2.5.4. Apskaičiuojame santykius

$$[\sigma]_{F1} / Y_{F1} = 233 / 3,94 = 59,14;$$

$$[\sigma]_{F2} / Y_{F2} = 195 / 3,6 = 54,17.$$

Palyginę gautas reikšmes, matome, kad didžiojo krumpliaraičio santykis $[\sigma]_{F1} / Y_{F1}$ mažesnis, t. y. jo patvarumas lenkimui mažesnis. Taigi, tikriname jo krumplių patvarumą lenkimui.

2.5.5. Nustatome didžiojo krumpliaraičio skaičiuojamuosius lenkimo įtempimus ir juos palyginame su leistinaisiais (žr. 4.20 formulę):

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\epsilon Y_\beta \omega_{Ft} / m = 3,6 \cdot 1 \cdot 0,918 \cdot 45,3 / 2 = 74,9 \text{ MPa} < [\sigma]_{F2} = 195 \text{ MPa}$$

Sąlyga patenkinama.

2.6. Patikrinamas stiprumo skaičiavimas.

2.6.1. Iš apkrovos ciklogramos (15.1.1 pav.) imame $T'_{\max} / T_1 = \beta' = 1,8$.

2.6.2. Pagal (4.22 ir 4.23) formules apskaičiuojame maksimalius kontaktinius ir lenkimo įtempimus, kai veikia trumpalaikės perkrovos

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T'_{\max} / T_1} = 408 \sqrt{1,8} = 547 \text{ MPa} < [\sigma]_{H\max 2} = 952 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F T'_{\max} / T_1 = 74,9 \cdot 1,8 = 134,8 \text{ MPa} < [\sigma]_{F\max} = 272 \text{ MPa}$$

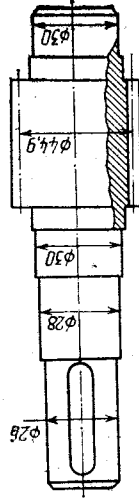
Krumpliaraičiai dėl trumpalaikių perkrovų nesuir.

3. Velenų projektinis skaičiavimas.

3.1. Parenkame medžiagas. Varantysis velenas bus gaminamas išvien su krumpliaraičiu, todėl jo medžiaga jau parinkta — plienas 45: $\sigma_T = 353 \text{ MPa}$ (žr. 1.1 lent.); $\sigma_B = 598 \text{ MPa}$; $\sigma_{-1} = 245 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B = 0,25 \cdot 598 = 150 \text{ MPa}$.

Varomajam velenui imame plieną 35: $\sigma_T = 314 \text{ MPa}$; $\sigma_B = 529 \text{ MPa}$; $\sigma_{-1} = 216 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,25 \sigma_B = 0,25 \cdot 529 = 132 \text{ MPa}$.

3.2. Varančiojo veleno išsiūsiusio galo skersmenį imame pagal elektros variklio veleno skersmenį $d_{g1} = (0,8 \dots 1,2) d_o = (0,8 \dots 1,2) 32 = 25,6 \dots 38,4 \text{ mm}$ (žr. 111 p.). Kadangi šį veleno galą veikia tik sukimo momentas, jo skersmenį imame kiek galima mažesni. Pagal GOCT 6636—69 imame $d_{g1} = 26 \text{ mm}$. Veleno skersmuo guolio sujungimo vietoje $d_{k1} = 30 \text{ mm}$. Likusių veleno ruožų skersmenys imami konstrukciškai, vadovaujantis 10.2 poskyrio rekomendacijomis (15.1.2 pav.).



15.1.2 pav. Varančiojo veleno konstravimo schema

3.3. Įvertinę lenkimą dėl grandinės įtempimo, varomojo veleno galo leistinuosius sukimo įtempimus imame iš 8.1 lentelės $[\tau]_s = 14 \text{ MPa}$.

3.4. Pagal (8.2) formulę apskaičiuojame varomojo veleno išsiūsiusio galo skersmenį

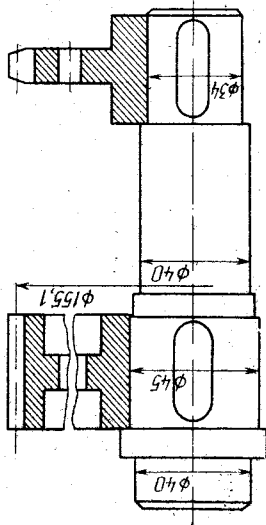
$$d_{g2} = \sqrt[3]{T_2 / (0,2 [\tau]_s)} = \sqrt[3]{103,5 \cdot 10^{-6} / (0,2 \cdot 14)} = 0,0333 \text{ m}$$

Priimame standartinę reikšmę $d_{g2} = 34 \text{ mm}$. Veleno skersmenį guolio montavimo dalyje imame $d_{k2} = 40 \text{ mm}$ ir krumpliaraičio montavimo dalyje — $d_{kr2} = 45 \text{ mm}$ (15.1.3 pav.).

4. Krumpliaraičių ir reduktoriaus korpuso konstrukcinių matmenų nustatymas.

4.1. Mažąjį krumpliaraičių numatome gaminti išvien su velenais. Jo matmenys nustatyti anksčiau (žr. 2.3 poskyrį).

4.2. Nustatome didžiojo krumpliaračio pagrindinius matmenis (žr. 10.1 lent. ir 10.2 pav.): stebulės skersmuo $d_{st2} = 1,6d_{kr2} = 1,6 \times 45 = 72$ mm; stebulės ilgis $l_{st2} = (0,8 \dots 1,5)d_{kr2} = (0,8 \dots 1,5)45 = 36 \dots 67,5$ mm; imame $l_{st2} = 40$ mm; ratlankio storis $\delta_{o2} = 8$ mm; vidinis ratlankio skersmuo $D_{o2} = d_{t2} - 2\delta_{o2} = 152,11 - 2 \cdot 8 = 136,11$ mm, imame $D_{o2} = 136$ mm; disko skylių centrų skersmuo $d_{sk2} = 0,5(D_{o2} +$



15.1.3 pav. Varomojo veleno konstravimo schema

$+ d_{st2} = 0,5(136 + 72) = 104$ mm; disko skylių skersmuo $d_{sk2} = 0,25(D_{o2} - d_{st2}) = 0,25(136 - 72) = 16$ mm.

4.3. Nustatome reduktoriaus korpuso elementų konstrukcinius matmenis (žr. 10.11 pav. ir 10.7 lent.).

Reduktoriaus korpusas bus lietas iš ketaus ČY 15. Korpuso matmenys: pagrindo stienelės storis $\delta = 1,12\sqrt{T_2} = 1,12\sqrt{103,5} = 3,57$ mm, imame $\delta = 9$ mm; dangčio stienelės storis $\delta_1 = 0,8\delta = 8,1$ mm, imame $\delta_1 = 8$ mm; pamatinių varžtų skersmuo $d = \sqrt[3]{4T_2} = \sqrt[3]{4 \cdot 103,5} = 7,4$ mm, imame $d = 12$ mm (sriegis M12); dangčio tvirtinimo prie pagrindo varžtų skersmuo $d_1 = \sqrt[3]{3T_2} = \sqrt[3]{3 \cdot 103,5} = 6,76$ mm; imame $d_1 = 8$ mm (sriegis M8); guolių ir stebėjimo skylės dangtelių tvirtinimo sraigčių skersmuo $d_2 = d_3 = 0,5d_1 = 0,5 \cdot 8 = 4$ mm; imame $d_2 = d_3 = 6$ mm (sriegis M6); flanšų storiai $h = 1,5d_1 = 1,5 \cdot 8 = 12$ mm; $h_1 = 1,3d_1 = 1,3 \cdot 8 = 10,4$ mm; imame $h_1 = 11$ mm. Kitus reduktoriaus matmenis parenkame iš 10.7 lentelės.

5. Grandinės pavaros skaičiavimas.

5.1. Kadangi grandinės pavaros greitis nedidelis ir veikia pagal lygiavertiamos apkrovos, parenkame lengvosios serijos ППЛ tipo pavarą grandinei.

5.2. Atsižvelgę į 6.1 poskyrio rekomendacijas, parenkame mažesnio žvaigždutes krumplių skaičių $z_1 = 17$. Tuomet $z_2 = z_1 u_{gr} = 17 \cdot 2,86 = 48,62$. Imame $z_2 = 49$.

5.3. Patiksliname perdavimo skaičių $u_{gr} = 49/17 = 2,88$.

5.4. Apskaičiuojame eksploatacijos koeficiento reikšmę pagal (6.14) išraiškę: $K_e = K_d K_p K_r K_t K_a K_{rez}$; $K_d = 1,0$, nes apkrova kinta ir laukis $K_p = 1,0$, nes kampas $\gamma < 60^\circ$; $K_r = 1,0$, nes grandinė numatoma įtempti perstatant žvaigždutes; $K_t = 1,5$, nes grandinė bus teikiama viena paimama. Tada $K_e = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5$.

5.5. Pagal lygtį varančiosios žvaigždutes sukimosi dažnį $n_2 = 955/3,46 = 276,0$ rpm ir preliminarai pasirinktą grandinės žings-

nį $p = 19,05$ mm iš 6.3 lentelės interpoliacijos būdu nustatome leistiną lyginamąjį slėgį $[q] = 23,2$ MPa.

5.6. Apytiksliai vienaeilės grandinės ($z_p = 1$) žingsnio reikšmę apskaičiuojame pagal formulę

$$p = 2,8\sqrt[3]{T_2 K_e / (z_1 [q] z_p)} = 2,8\sqrt[3]{103,5 \cdot 1,5 / (17 \cdot 23,2 \cdot 1)} = 20,5 \text{ mm.}$$

Iš 6.1 lentelės parenkame ППЛ-19,05—2950 (ГОСТ 13568—78) tipo ritininę grandinę, kurios parametrai $p = 19,05$ mm, $B_p = 12,7$ mm, $d = 5,96$ mm, $F_r = 29500$ N, $q = 1,6$ kg/m.

5.7. Apskaičiuojame grandinės linijinį greitį

$$v = z_1 p n_2 / (60 \cdot 1000) = 17 \cdot 19,05 \cdot 276,0 / (60 \cdot 1000) = 1,49 \text{ m/s.}$$

5.8. Nustatome tarpinio atstumo optimalią reikšmę

$$a = 40p = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ mm.}$$

5.9. Apskaičiuojame grandinės narelių skaičių (6.11 formulė):

$$m = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + 0,25(z_2 - z_1)^2 p / (\pi^2 a) = 2 \cdot 762 / 19,05 + 0,5(17 + 49) + 0,25(49 - 17)^2 / (19,05 \cdot (\pi^2 \cdot 762)) = 113,6.$$

Imame sveiką lyginį skaičių $m = 114$.

5.10. Patiksliname tarpinį atstumą

$$a = 0,25p\{m - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[m - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 2[(z_2 - z_1)/\pi]^2}\} + \sqrt{[114 - 0,5(17 + 49)]^2 - 2[(49 - 17)/\pi]^2} = 765 \text{ mm.}$$

Kad grandinė galėtų įsvirti, tarpinį atstumą sumažiname $0,003a$: $a_t = a(1 - 0,003) = 765(1 - 0,003) = 763$ mm.

5.11. Apskaičiuojame grandinę veikiančias jėgas.

Apskritiminė jėga $F_t = T_b \omega_b / v = 260 \cdot 10,03 / 1,49 = 1750$ N; čia $\omega_b = \omega_1 / u_{kr} u_{gr} = 99,96 / 3,46 \cdot 2,88 = 10,03$ rad/s.

Išcentrinė jėga $F_v = qv^2 = 1,6 \cdot 1,49^2 = 3,55$ N.

Jėga dėl grandinės įlinkio $F_f = 9,81k_p q a_t = 9,81 \cdot 4 \cdot 1,6 \cdot 0,763 = 47,9$ N;

čia $k_f = 4$, kai grandinės posvyrio kampas $\leq 40^\circ$.

Grandinės varančiojoje šakoje veikianti įrąža $F_1 = F_f + F_v + F_t = 1750 + 3,55 + 47,9 = 1801$ N.

Grandinės varomojoje šakoje veikianti įrąža $F_2 = F_v + F_f = 3,55 + 47,9 = 51,45$ N.

5.12. Į velenus veikiančią jėgą apskaičiuojame pagal (6.8) formulę

$$F_{gr} = K_B F_t + 2F_f = 1,15 \cdot 1750 + 2 \cdot 47,9 = 2108 \text{ N;}$$

čia $K_B = 1,15$ — rami apkrova.

5.13. Nustatome grandinės atsargos koeficientą (žr. 6.10 formulę)

$$s = F_{tr} / (K_a F_t + F_v + F_f) = 29500 / (1 \cdot 1750 + 3,55 + 47,9) = 16,38.$$

Leistinis atsargos koeficientas $[s] \approx 7 + 0,25 p n_1 10^{-3} = 7 + 0,25 \times 19,05 \cdot 276,0 \cdot 10^{-3} = 8,3$.

Sąlyga $s > [s]$ patenkinama.

5.14. Patikriname, ar mažosios žvaigždutės sukimosi dažnis neviršija leistino sukimosi dažnio. Iš 6.4 lentelės interpoliacijos būdu nustatome $[n_1] = 1400 \text{ min}^{-1}$. Turime $n_1 = 276 \text{ min}^{-1}$. Sąlyga $n_1 < [n_1]$ patenkinama.

5.15. Nustatome pagrindinius žvaigždūčių matmenis, prieš tai iš 6.1 ir 6.5 lentelių suradę, kad $D = 11,91 \text{ mm}$, $r = 6,03 \text{ mm}$.

Dalijamųjų apskritimų skersmenys

$$d_1 = p / \sin(180/z_1) = 19,05 / \sin(180/17) = 104 \text{ mm};$$

$$d_2 = p / \sin(180/z_2) = 19,05 / \sin(180/49) = 297 \text{ mm}.$$

Krumplių viršūnių skersmenys

$$D_{e1} = p [0,5 + \text{ctg}(180/z_1)] = 19,05 [0,5 + \text{ctg}(180/17)] = 111 \text{ mm};$$

$$D_{e2} = p [0,5 + \text{ctg}(180/z_2)] = 19,05 [0,5 + \text{ctg}(180/49)] = 306 \text{ mm}.$$

Krumplių pašaknių skersmenys

$$D_{i1} = d_1 - 2r = 104 - 2 \cdot 6,03 = 91,94 \text{ mm};$$

$$D_{i2} = d_2 - 2r = 297 - 2 \cdot 6,03 = 284,94 \text{ mm}.$$

Varančiosios žvaigždutės stebulės ilgis $l_{st} = (0,8 \dots 1,5) d_{g2} = (0,8 \dots 1,5) 34 = 27,2 \dots 51 \text{ mm}$. Imame $l_{st} = 40 \text{ mm}$.

Kitus žvaigždutės parametrus imame pagal 6.5 ir 10.1 lentelių rekomendacijas, kaip krumpliaraciams.

6. Reduktoriaus eskizinis komponavimas.

Komponavimą atliekame pagal nurodymus, duotus 10.2 poskyryje šia tvarka.

6.1. Nubraižome krumpliaracių kontūrus (15.1.4 pav.). Duomenis braižymui imame iš 2.3 ir 4.2 poskyrių.

6.2. Išbrėžiame korpuso vidinę sienelę. Tam nustatome tarpus $l_3 = (0,5 \dots 1,5) \delta = (0,5 \dots 1,5) 9 = 4,5 \dots 13,5 \text{ mm}$; imame $l_3 = 8 \text{ mm}$; $l_4 = (1,5 \dots 3) \delta = (1,5 \dots 3) 9 = 13,5 \dots 27 \text{ mm}$; imame $l_4 = 15 \text{ mm}$.

6.3. Žinodami, kad į atramkamę veikia radialinės ir nedidelės ašinės jėgos, orientaciškai prirenkame rutulinius radialinius lengvos serijos guolius. Guolių matmenis imame iš 9.15 lentelės pagal veleno, ant kurio jie montuojami, skersmenis: varančiojo veleno guolio 206 gabaritai: $D'_g = 62 \text{ mm}$, $B'_g = 16 \text{ mm}$; varomojo veleno guolio 208- $D'_g = 80 \text{ mm}$, $B'_g = 18 \text{ mm}$. Guolius numatome tepti taškymo būdu, todėl ant veleno nemontuosime tepalo sulaikymo žiedų. Nubrėžiame guolių gabaritinius matmenis guolių šoninių paviršių sutapdindami su korpuso vidinės sienelės paviršiumi.

6.4. Apskaičiuojame atstumus nuo krumpliaracio vidurio

$$l_1 = (b_1 + B'_g) / 2 + l_3 = (45 + 16) / 2 + 8 = 38 \text{ mm};$$

$$l_2 = (b_1 + B'_g) / 2 + l_3 = (45 + 18) / 2 + 8 = 39 \text{ mm};$$

6.5. Pagal didžiausio guolio plotį nustatome guolių lizdų gylį $l_7 = 1,5 B'_g = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ mm}$; imame $l_7 = 30 \text{ mm}$.

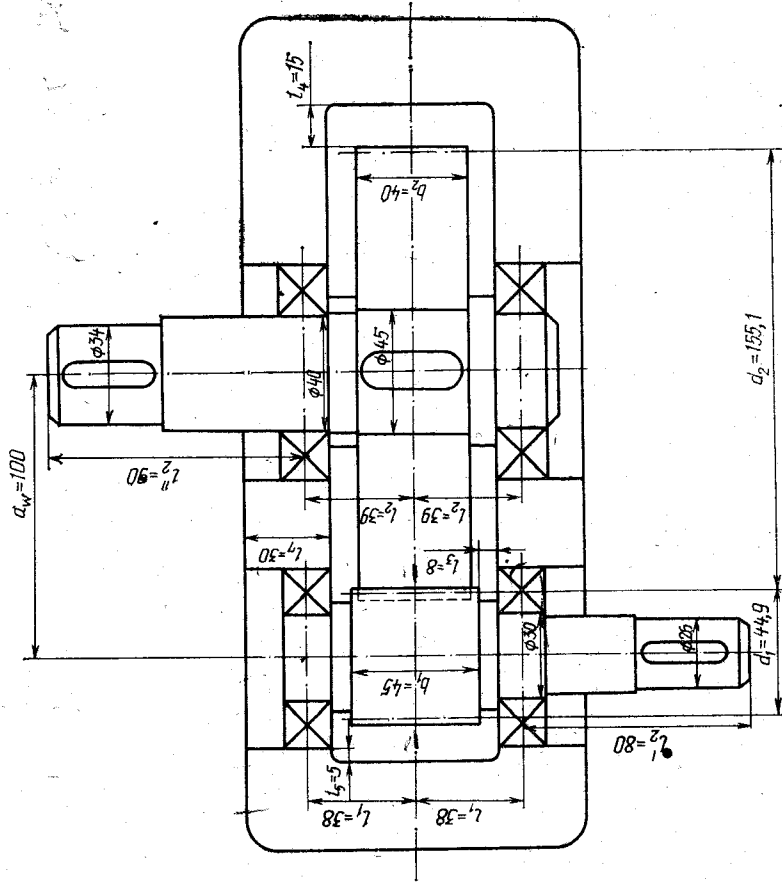
6.6. Apskaičiuojame velenų išsikisusių galų ilgį

$$l'_2 = (2,5 \dots 3,5) d_{gt} = (2,5 \dots 3,5) 26 = 65 \dots 91 \text{ mm}$$

$$l'_2 = (2,5 \dots 3,5) d_{g2} = (2,5 \dots 3,5) 34 = 85 \dots 119 \text{ mm}$$

imame $l'_2 = 80 \text{ mm}$; $l'_2 = 90 \text{ mm}$.

6.7. Pagal velenų projektnio skaičiavimo duomenis ir čia nustatytus dydžius nubraižome velenus (žr. 15.1.2 ir 15.1.3 pav.).



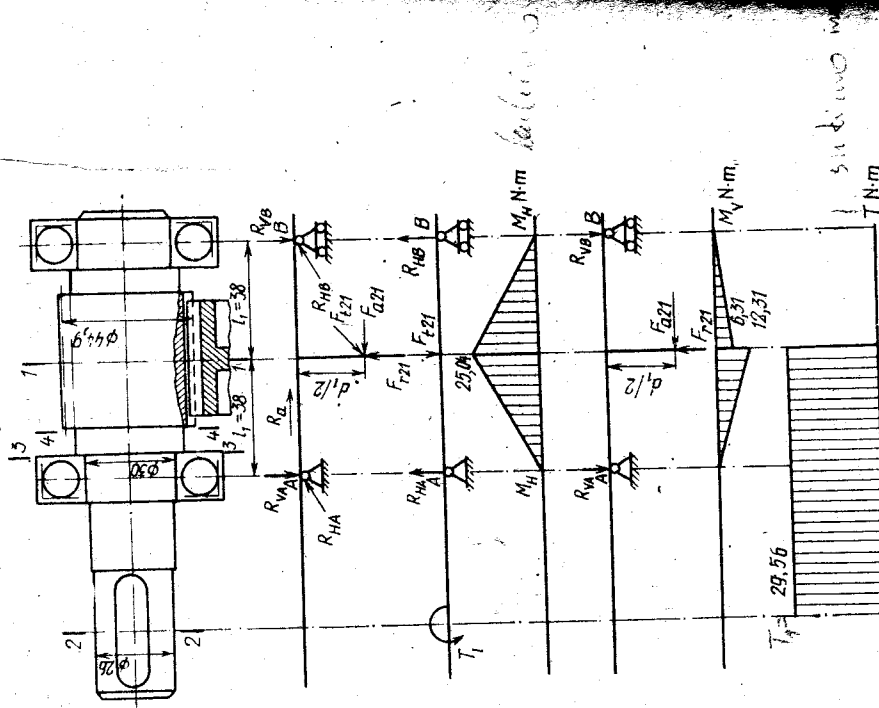
15.1.4 pav. Reduktoriaus eskizinio komponavimo schema

7. Atraminųjų reakcijų skaičiavimas ir velenų lenkimo bei sukimo diagramų sudarymas.

7.1. Varantysis velenas.

7.1.1. Iš ankstesnių skaičiavimų turime $F_{t21} = 1318 \text{ N}$; $F_{r21} = 490 \text{ N}$; $F_{a21} = 268 \text{ N}$; $T_1 = 29,56 \text{ N} \cdot \text{m}$; $l_1 = 38 \text{ mm}$; $d_1 = 44,9 \text{ mm}$.

Kadangi varantįjį veleną su variklio veleno numatome sujungti mo-
va (žr. 11.4 pav.), kurios tamprūs elementas labai elastingas, tai
dėl velenų neaiškumo ar mušimo kylantią papildomą jėgą neat-
sižvelgiame.



15.1.5 pav. Varančiojo veleno skaičiavimo schema

7.1.2. Sudarome veleno apkrovimo schemą (15.1.5 pav.).

7.1.3. Apskaičiuojame atramines reakcijas.

Horizontaliojoje plokštumoje

$$R_{HA} = R_{HB} = F_{t21}/2 = 1318/2 = 659 \text{ N.}$$

Vertikaliuoje plokštumoje

$$R_{VA} = (F_{t21}l_1 + F_{a21} \cdot 0.5d_1) / (2 \cdot l_1) = (490 \cdot 38 + 268 \cdot 0.5 \cdot 44.9) / (2 \cdot 38) = 324 \text{ N;}$$

$$R_{VB} = (F_{t21}l_1 - F_{a21} \cdot 0.5d_1) / (2 \cdot l_1) = (490 \cdot 38 - 268 \cdot 0.5 \cdot 44.9) / (2 \cdot 38) = 166 \text{ N.}$$

Suminės radialinės reakcijos

$$R_A = \sqrt{R_{HA}^2 + R_{VA}^2} = \sqrt{659^2 + 324^2} = 734 \text{ N;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{HB}^2 + R_{VB}^2} = \sqrt{659^2 + 166^2} = 680 \text{ N.}$$

7.1.4. Apskaičiuojame lenkimo momentus pjūvyje I—I.
Horizontaliojoje plokštumoje

$$M_{H1-1} = R_{HA}l_1 = 659 \cdot 0.038 = 25.04 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Vertikaliuoje plokštumoje

$$M_{V1-1} = R_{VA}l_1 = 324 \cdot 0.038 = 12.31 \text{ N} \cdot \text{m;}$$

$$M'_{V1-1} = R_{VB}l_1 = 166 \cdot 0.038 = 6.31 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

7.1.5. Pagal gautus duomenis nubraižome lenkimo momentų
diagramas, o pagal $T_1 = 29,56 \text{ N} \cdot \text{m}$ sudarome sukimo momento
diagramą (15.1.5 pav.).

7.2. Varomasis velenas.

7.2.1. Iš ankstesnių skaičiavimų turime $F_{t12} = 1318 \text{ N}$; $F_{r12} = 490$;
 $F_{a12} = 268 \text{ N}$; $F_{gr} = 2108 \text{ N}$; $T_2 = 103,5 \text{ N} \cdot \text{m}$; $l_2 = 39 \text{ mm}$; $l_{gr} = 70 \text{ mm}$;
 $\gamma = 35^\circ$.

7.2.2. Nustatome grandininės pavaros F_{gr} jėgos komponentus
horizontaliojoje ir vertikaliuoje plokštumoje: $F_{Hgr} = F_{gr} \sin \gamma =$
 $= 2108 \sin 35^\circ = 1209 \text{ N}$; $F_{Vgr} = F_{gr} \cos \gamma = 2108 \cos 35^\circ = 1727 \text{ N}$.

7.2.3. Sudarome veleno apkrovimo schemą (15.1.6 pav.).

7.2.4. Nustatome atramines reakcijas.

Horizontaliojoje plokštumoje

$$R_{HC} = (F_{t12}l_2 + F_{Hgr}l_{gr}) / (2l_2) = (1318 \cdot 39 + 1209 \cdot 70) / (2 \cdot 39) =$$

 $= 1744 \text{ N;}$

$$R_{HD} = [F_{Hgr}(2l_2 + l_{gr}) - F_{t12}l_2] / (2l_2) = [1209(2 \cdot 39 + 70) -$$

 $= 1318 \cdot 39] / (2 \cdot 39) = 1635 \text{ N.}$

Vertikaliuoje plokštumoje

$$R_{VC} = (F_{r12}l_2 - F_{a12}0.5d_2 + F_{Vgr}l_{gr}) / (2l_2) = (490 \cdot 39 -$$

 $= 268 \cdot 0.5 \cdot 155,1 - 1727 \cdot 70) / (2 \cdot 39) = 1528 \text{ N;}$

$$R_{VD} = [F_{Vgr}(l_{gr} + 2l_2) - F_{a12}0.5d_2 - F_{r12}l_2] / (2l_2) = [1727(70 +$$

 $+ 2 \cdot 39) - 268 \cdot 0.5 \cdot 155,1 - 490 \cdot 39] / (2 \cdot 39) = 2765 \text{ N.}$

Suminės radialinės reakcijos

$$R_C = \sqrt{R_{HC}^2 + R_{VC}^2} = \sqrt{1744^2 + 1528^2} = 2319 \text{ N;}$$

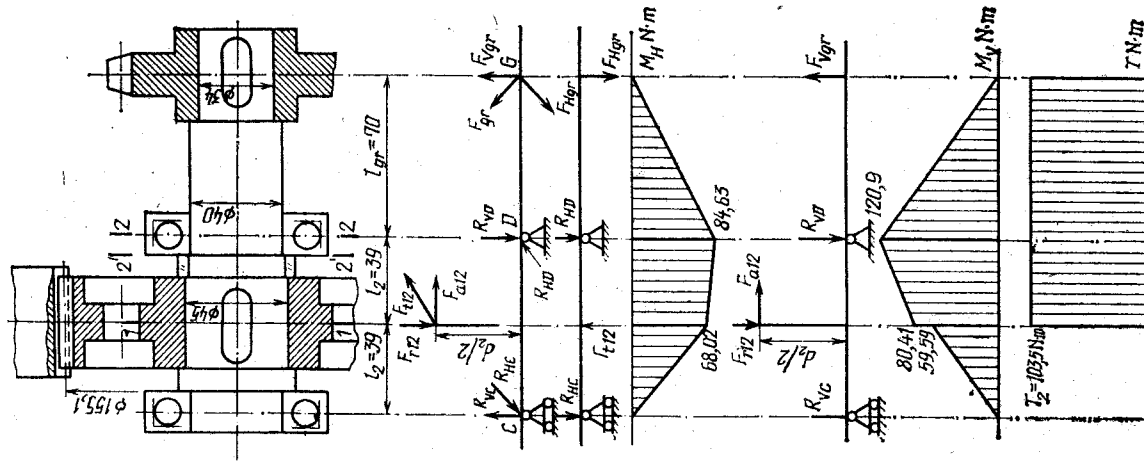
$$R_D = \sqrt{R_{HD}^2 + R_{VD}^2} = \sqrt{1635^2 + 2765^2} = 3212 \text{ N.}$$

7.2.5. Apskaičiuojame lenkimo momentus charakteringuose pjūviuose 1—1 ir 2—2.

Pjūvis 1—1.

Horizontaliojoje plokštumoje

$$M_{H1-1} = R_{HC}l_2 = 1744 \cdot 0,039 = 68,02 \text{ N} \cdot \text{m}.$$



15.1.6 pav. Varomojo veleno skaičiavimo schema

Vertikaliuoje plokštumoje

$$M_{V1-1} = F_{Vgr}(l_{gr} + l_2) - R_{VD}l_2 = 1727(0,07 + 0,039) - 2765 \cdot 0,039 = 80,41 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$M_{V1-1} = R_{Vc}l_2 = 1528 \cdot 0,039 = 59,59 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Pjūvis 2—2.

Horizontaliojoje plokštumoje

$$M_{H2-2} = F_H l_{gr} = 1209 \cdot 0,07 = 84,63 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Vertikaliuoje plokštumoje

$$M_{V2-2} = F_V l_{gr} = 1727 \cdot 0,07 = 120,9 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

7.2.6. Pagal gautus duomenis nubraižome lenkimo momentų diagramas, o pagal $T_2 = 103,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ sudarome sukimo momento diagramą.

8. *Guolių ilgaamžiškumo skaičiavimas.*

8.1. Varantysis velenas.

8.1.1. Pagal apskaičiuotas atramines reakcijas nustatome, kad labiausiai veikiamas yra atramos A guolis (žr. 15.1.5 pav.). Jį veikia radialinė jėga $F_r = R_A = 734 \text{ N}$ ir ašinė jėga $F_a = 268 \text{ N}$.

8.1.2. Guolio tipo parinkimas. Kadangi apkrovos nedidelės, parinkame lengvos serijos rutulinius radialinius guolius 206, kurių dinaminė galia $C = 15,3 \text{ kN}$ ir statinė galia $C_0 = 10,2 \text{ kN}$.

8.1.3. Apskaičiuojame santykį $F_a/C_0 = 0,268/10,2 = 0,026$ ir iš 9.15 lentelės interpoliacijos būdu randame $e = 0,0221$, $Y = 1,998$.

8.1.4. Nustatome santykį $F_a/F_r = 268/734 = 0,365$. Taigi $F_a/F_r > > e$.

8.1.5. Parenkame koeficientus. Guolių atsargos koeficientas $K_a = 1,5$, nes guoliai naudojami reduktoriui (žr. 9.14 lent.); $V = 1,0$, kadangi sukasi guolio vidinis žiedas; $K_T = 1,0$, nes temperatūra neviršija 100°C .

8.1.6. Apskaičiuojame ekvivalentinę dinaminę jėgą (žr. 9.15 lent.).

$$F_e = (0,56VF_r + YF_a)K_a K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 734 + 1,998 \cdot 268)1,5 \cdot 1,0 = 1420 \text{ N}.$$

8.1.7. Redukuotą ekvivalentinę dinaminę apkrovą nustatome pagal pertvarkytą (9.10) formulę, atsižvelgdami į pavaros darbo režimo kitimą (žr. 15.1.1 pav.).

$$F_{red e} = \sqrt[3]{(F_e \beta_1)^3 \alpha_1 + (F_e \beta_2)^3 \alpha_2 + (F_e \beta_3)^3 \alpha_3} = \sqrt[3]{(1,42 \cdot 1)^3 0,2 + (1,42 \cdot 0,8)^3 0,5 + (1,42 \cdot 0,6)^3 0,3} = 1,142 \text{ kN}.$$

8.1.8. Pagal (9.2) formulę apskaičiuojame guolio ilgaamžiškumą milijonais apsisukimų