Bronislovas SPRUOGIS

SKYSČIŲ MECHANIKA. HIDRAULINIŲ IR PNEUMATINIŲ SISTEMŲ ELEMENTAI IR PAVAROS

Projekto kodas
VP1-2.2-ŠMM 07-K-01-023

Studijų programų atnaujinimas pagal ES reikalavimus, gerinant studijų kokybę ir taikant inovatyvius studijų metodus

Vilnius „Technika“ 2012

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Bronislovas SPRUOGIS

SKYSČIŲ MECHANIKA. HIDRAULINIŲ IR PNEUMATINIŲ SISTEMŲ ELEMENTAI IR PAVAROS

Skysčių mechanikos pagrindų ir hidraulinių sistemų elementų uždavinių sprendimo metodika ir pavyzdžiai

Mokomoji knyga

MOKSLAS • EKONOMIKA • SANGLAUDA
EUROPOS SĄJUNGA
EUROPOS SOCIALINIS FONDAS
Kuriame Lietuvos ateitį

Vilnius „Technika“ 2012

B. Spruogis. Skysčių mechanika. Hidraulinių ir pneumatinių sistemų elementai ir pavaros. Skysčių mechanikos pagrindų ir hidraulinių sistemų elementų uždavinių sprendimo metodika ir pavyzdžiai: mokomoji knyga. Vilnius: Technika, 2012. 131 p. [4,5 aut. l. 2012 11 30]

Mokomoji knyga skiriama universitetų technikos fakultetų dieninio, vakarinio ir neakivaizdinio skyriaus studentams, studijuojantiems skysčių mechanikos ir hidraulinių sistemų disciplinas. Ja taip pat galės naudotis aukštesniųjų technikos mokyklų studentai, nagrinėjantys ir baigiamuosiuose darbuose taikantys hidraulines sistemas arba jų elementus.

Leidinį rekomendavo VGTU Transporto inžinerijos fakulteto studijų komitetas

Recenzavo: prof. dr. Vytautas Turla, VGTU Poligrafinių mašinų katedra
doc. dr. Arūnas Jakštas, VGTU Mašinų gamybos katedra

Leidinys parengtas ir išleistas už Europos struktūrinių fondų lėšas, jomis finansuojant VGTU Transporto inžinerijos, Biomechanikos ir Aviacinės mechanikos inžinerijos projektą „Studijų programų atnaujinimas pagal ES reikalavimus, gerinant studijų kokybę ir taikant inovatyvius studijų metodus“ pagal Lietuvos 2007–2013 m. Žmogiškųjų išteklių veiksmų programos 2 prioriteto „Mokymasis visą gyvenimą“ VP1-2.2-ŠMM-07-K priemonę „Studijų kokybės gerinimas, tarptautiškumo didinimas“. Projekto kodas Nr. VP1-2.2-ŠMM 07-K-01-023, finansavimo ir administravimo sutartis Nr. VP1-2.2-ŠMM-07-K-01-023.

VGTU leidyklos TECHNIKA 1423-S mokomosios
metodinės literatūros knyga
http://leidykla.vgtu.lt

Redaktorė *Zita Markūnaitė*
Maketuotoja *Birutė Bilotienė*

eISBN 978-609-457-368-2
doi:10.3846/1423-S

© Bronislovas Spruogis, 2012
© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2012

TURINYS

Įvadas 4
1. Skysčių mechanikos pagrindai 5
1.1. Pagrindinės darbinių skysčių savybės 5
1.2. Darbinio skysčio slėgio jėgos poveikis hidraulinės pavaros elementams 10
1.3. Pagrindinė hidrostatikos lygtis 16
2. Tūrinės hidraulinės pavaros elementai 31
2.1. Tūrinės hidraulinės pavaros siurbliai 31
2.2. Hidrauliniai cilindrai 35
3. Dinaminės hidraulinės mašinos 57
4. Hidraulinė aparatūra 73
4.1. Apsauginiai ir redukciniai vožtuvai 73
4.2. Plokštelinio tipo vožtuvai 91
4.3. Diafragminiai vožtuvai 93
4.4. Diferenciniai vožtuvai 94
4.5. Apsauginis servovožtuvas 95
4.6. Apsauginis vožtuvas su indikatoriniu strypu 97
4.7. Pastoviojo slėgio redukciniai vožtuvai 100
5. Vamzdynų skaičiavimas 114
Literatūra 130
Priedas 131

ĮVADAS

Mokomąją knygą sudaro penki skyriai. Pirmajame skyriuje pateikti skysčių mechanikos pagrindai. Jame išdėstytos pagrindinės darbinių skysčių savybės, skysčio slėgio jėgos veikimas į hidraulinės pavaros elementus ir pagrindinė hidrostatikos lygtis. Kiekvienas poskyris iliustruojamas išspręstais pavyzdžiais pateikiant paaiškinimus.

Antrajame skyriuje pateikta tūrinių hidraulinių pavarų elementų skaičiavimo metodika ir paaiškintas uždavinių sprendimas.

Trečiasis skyrius skirtas dinaminių hidraulinių masinių uždavinių sprendimo metodikai, tai iliustruojant konkrečiais išspręstais pavyzdžiais.

Ketvirtajame skyriuje nurodyti hidraulinės aparatūros (iš esmės vožtuvų) teoriniai pagrindai uždaviniams spręsti, taip pat pateikti išspręsti uždaviniai su pavyzdžiais.

Penktasis skyrius skirtas vamzdynų skaičiavimo metodikai, kuri iliustruojama konkrečiai išspręstais uždaviniais.

Autorius dėkoja recenzentams – Mašinų gamybos katedros prof. dr. Arūnui Jakštui ir Mechanikos fakulteto tarybos pirmininkui Poligrafinių mašinų katedros vedėjui prof. dr. Vytautui Turlai už vertingas pastabas ir siūlymus rengiant mokomąją knygą.

1. SKYSČIŲ MECHANIKOS PAGRINDAI

1.1. Pagrindinės darbinių skysčių savybės

Darbinio skysčio naudojimas techniniuose įrenginiuose ir mašinose labai praplečia jam keliamus reikalavimus. Pirmiausia naudojamas praktikoje skystis buvo vanduo. Tai įvairios hidroelektrinės, vandens malūnai ir kiti. Tačiau darbinis skystis perduodamas energiją turi pasižymėti geromis tepimo ir antikorozinėmis savybėmis. Todėl nemažą šuolį naudojant mineralines alyvas, pasižyminčias geromis tepimo savybėmis, pirmasis aprašė rusų mokslininkas N. P. Petrovas (1936–1920) knygoje „Trintis mašinose ir tepimo skysčio įtaka jai“. Joje autorius pateikė skysčio vidinės trinties dėsnį ir gerai tepamų kietų kūnų hidrodinaminės trinties teoriją (Никитин 2010). Nuo darbinio skysčio kokybės priklauso hidraulinės pavaros savybės, techniniai ir ekologiniai rodikliai. Įvairių pasaulio šalių firmų darbinių skysčių savybės yra pateikiamos kataloguose (Зарубежные масла смазки, присадки, технические жидкости 2005).

Pagrindinės darbo skysčių eksploatacinės savybės yra: tankis, klampa, suslegiamumas, stabilumas, neputojimas, patvarumas, neutralumas, sąlyginis šilumos imlumas, šilumos pralaidumas.

Darbo skysčio tankis – tai skysčio tūrio vieneto masė. Jo išraiška

$$\rho = \frac{m}{V}, \tag{1.1}$$

čia ρ – tankis; m – mase; V – tūris.

Atliekant hidraulinius skaičiavimus, be tankio, dažnai naudojamas santykinis svoris γ:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \tag{1.2}$$

čia G – skysčio svoris.

Kai kuriuose žinynuose vietoj tankio arba santykinio svorio pateikiamas santykinis tūris δ. Jis lygus:

$$\delta = \frac{V}{m}. \tag{1.3}$$

Tankis turi didelę įtaką darbo skysčio srauto tekėjimo greičiui v per vietines kliūtis, nes slėgio nuostoliai Δp priklauso nuo skysčio tankio ρ:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \tag{1.4}$$

Skysčio tūrio santykinis pokytis, temperatūrai pakitus 1 °C, apibūdinimas tūrinio plėtimosi temperatūriniu koeficientu β (°C^{-1}):

$$\beta = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta T}; \tag{1.5}$$

čia V – pradinis tūris; ΔV – tūrio pakytis; ΔT – skysčio temperatūros pokytis nuo pradinės temperatūros T_1 iki galinės T_2 ($\Delta T = T_2 - T_1$).

Dėl temperatūros prieaugio ΔT skysčio tūris padidėjo iki V_t, tada skysčio tūrio prieaugis lygus:

$$\Delta V = \beta \cdot V \cdot \Delta T, \tag{1.6}$$

$$V_t = V \cdot \left(1 + \beta \cdot \Delta T\right). \tag{1.7}$$

Darbo skysčio tankis, kai temperatūra $T_2 = T_1 + \Delta T$ lygus:

$$\rho_t = \frac{\rho_1}{\left(1 + \Delta T\right)}, \tag{1.8}$$

čia ρ_1 – darbo skysčio tankis, kai temperatūra T_1.

Slėgio prieaugis Δp, kai darbo skystis įšyla uždarame tūryje (pavyzdžiui, hidrauliniame cilindre), o temperatūra kinta nuo T_1 iki T_2:

$$\Delta p = \left(\beta - \beta_1\right) \cdot \frac{\Delta T}{\left(\beta' \cdot K\right)}, \tag{1.9}$$

čia β_1 – darbo skysčio talpos medžiagos tūrinio plėtimosi temperatūrinis koeficientas, °C^{-1}; β' – skysčio tūrinio suslėgimo koeficientas, kuris apibūdinimas slegiamo skysčio tūrio sumažėjimo dydžiu Pa^{-1}; $K \geq 1$ – darbo skysčio talpos medžiagos tūrinio tamprumo koeficientas (kai absoliučiai kieta talpa, $K = 1$).

Darbinio skysčio klampa yra skysčio savybė priešintis vienų sluoksnių persislinkimui kitų atžvilgiu, tai yra klampa, nusakanti vidines trinties jėgas. Trinties įtempimai τ pagal Niutono dėsnį proporcingi greičio gradientui $\frac{dv}{dy}$:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy}, \tag{1.10}$$

tada

$$\eta = \frac{\tau}{\left(\frac{dv}{dy}\right)} = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)}{\left(\frac{dv}{dy}\right)}, \tag{1.11}$$

čia η – proporcingumo koeficientas arba dinaminė skysčio klampa; y – atstumas tarp darbo skysčio sluoksnių, išmatuotas statmenai skysčio tekėjimo krypčiai (vamzdyno spindulys); F – vidinė trinties jėga, kuri veikia darbo skysčio dviejų sluoksnių paviršių sąlyčio vietoje; A – sluoksnio plotas.

Be to, dinaminė klampa, kuri atsiranda tik tekant skysčiui, skaitmeniškai lygi trinties jėgai, atsirandančiai vietiniame paviršiuje, kai greičio gradientas lygus vienetui. Netekančio skysčio tangentiniai įtempimai lygūs nuliui.

Dinaminės klampos vienetas yra 1 Pa·s.

Praktikoje reikia įvertinti ne tik klampą, bet ir skysčio srauto inercijos įtaką vidinėms trinties jėgoms. Dėl to vartojama kinematinė klampa ν, kuri lygi dinaminės klampos koeficiento η ir skysčio tankio ρ santykiui:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \tag{1.12}$$

Kinematinės klampos vienetas yra m^2/s.

Kinematinė klampa centistoksais skaičiuojama pagal šią formulę:

$$\nu = C \cdot t, \tag{1.13}$$

čia C – viskozimetro konstanta, nurodoma jo techniniame pase cSt/s; t – ištekėjimo laikas.

Darbo skysčio suslegiamumas – tai skysčio savybė, veikiant išorinėms jėgoms, keisti tūrį grįžtamuoju būdu, tai yra nustojus veikti išorinėms jėgoms įgyti pradinį tūrį.

Suslegiamumas apibūdinamas koeficientu k (Pa^{-1}):

$$k = \left(\frac{1}{V}\right) \cdot \left(\frac{\Delta V}{\Delta p}\right) \tag{1.14}$$

arba tūriniu tamprumo moduliu K (Pa):

$$K = \left(\frac{1}{k}\right) = V \cdot \left(\frac{\Delta p}{\Delta V}\right), \qquad (1.15)$$

čia V – darbo skysčio tūris; Δp – skysčio slėgio pokytis; ΔV – skysčio tūrio pakytis.

Darbinio skysčio eksploatacinių savybių stabilumas – tai savybė išlaikyti pradinį darbingumą tam tikrą laiką. Dėl to skystis turi nesioksiduoti ir išlikti vienalytis, tai yra neturi išskirsti netirpiųjų priemonių. Skysčio pasipriešinimas oro deguonies oksidacijai aukštoje temperatūroje įvertinamas deguonies kiekiu ir oksidacinėmis nuosėdomis.

Darbinio skysčio neputojimas – tai skysčio savybė išskirti orą arba dujas nesudarant putų. Putos turi dingti nustojus maišyti arba praėjus kelioms minutėms, kai netiekiama oro.

Darbinio skysčio patvarumas – savybė sudaryti emulsiją, tai yra atskirti nuo į jį patekusio vandens.

Darbinio skysčio neutralumas – tai savybė nereaguoti su tomis medžiagomis, iš kurių pagaminta hidraulinė sistema.

Sąlyginis šilumos imlumas – tai šilumos kiekis, reikalingas skysčio masės vienetui sušildyti 1 °C. Jis apibūdina temperatūros kilimą hidraulinėje sistemoje. Sąlyginis šilumos imlumo vienetas yra 1 J (kg·°C). Kylant temperatūrai, darbo skysčių sąlyginis šilumos imlumas keičiasi nedaug.

Šilumos pralaidumas – tai šilumos kiekis, kuris per laiko vienetą pereina per skysčio srauto vieno sluoksnio paviršiaus vienetą. Šilumos pralaidumo vienetas 1 W/(m·°C).

Išdėstytąją medžiagą nagrinėsime konkrečiais skaičiavimo pavyzdžiais.

Uždaviniai

1.1 uždavinys. Apskaičiuoti vandens kiekį, kurį reikia tiekti vandentiekiui, kurio skersmuo d = 500 mm, o ilgis l = 1 km, kad pakiltų slėgis iki $\Delta p = 5 \cdot 10^6$ Pa. Vandentiekis ruošiamas hidrauliniams bandymams ir yra užpildytas vandeniu veikiant atmosferiniam slėgiui. Vamzdžio sienelių deformacijos vertinti nereikia.

Sprendimas

• Vandentiekio tūris

$$V_V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l,$$

$$V_V = \frac{3.14 \cdot 0.5^2}{4} \cdot 10^3 = 196,2 \text{ m}^3.$$

• Vandens tūrį ΔV, kurį reikia tiekti vandentiekiu, kad pasiektumėme reikiamą slėgi, apskaičiuojame taikydami slėgio koeficientą (1.14):

$$k = \left(\frac{1}{V}\right) \cdot \left(\frac{\Delta V}{\Delta p}\right).$$

• Vandens tūrinio plėtimosi koeficientą k (Pa^{-1}), kaip priklausomybę nuo slėgio ir temperatūros, imame pagal 1 priedą (Гейер 1970):

$$k = 5 \cdot 10^{-10} \frac{m^2}{N} = \frac{1}{2 \cdot 10^9} \text{ Pa}^{-1}.$$

Tuomet ΔV

$$\Delta V = \frac{V_V \cdot k \cdot \Delta p}{1 - k \cdot \Delta p};$$

$$\Delta V = \frac{196,2 \cdot 5 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^9 - \left(1 - \frac{5 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^9}\right)} = 0,492 \text{ m}^3.$$

Atsakymas: ΔV = 0,492 m^3.

1.2 uždavinys. Mažo automobilių serviso patalpos šildymo sistemos (katilas, radiatoriai ir vamzdynas) vandens tūris $V_{20°} = 0,4$ m^3. Koks turi būti išsiplėtimo indo tūris, kai šildymo sistemoje vandens temperatūra įšyla nuo 20 iki 90 °C?

Sprendimas

• Vandens tankis esant 20 °C temperatūrai (Гейер 1970) $\rho_{20°} = 998$ kg/m^3, vandens masė $m = V \cdot m = 0,4 \cdot 998 = 399$ kg, o tankis esant 90 °C temperatūrai lygus $\rho_{90°} = 965$ kg/m^3.

• Bendras šildymo sistemos vandens tūris esant 90 °C temperatūrai lygus:

$$V_{90°} = \frac{m}{\rho_{90°}},$$

$$V_{90^\circ} = \frac{399}{965} = 0,414 \text{ m}^3.$$

• Išsiplėtimo indo tūris yra:

$$\Delta V = V_{90^\circ} - V_{20^\circ},$$

$$\Delta V = 0,414 - 0,4 = 0,014 \text{ m}^3.$$

Atsakymas: ΔV = 0,014 m^3.

Šia tematika uždavinių sprendimo pavyzdžių pateikta mokomosiose knygose (Valiūnas 2006; Žiedelis 2008; Метревели 2007; Перекрестов 1983 ir kiti).

1.2. Darbinio skysčio slėgio jėgos poveikis hidraulinės pavaros elementams

Iš skysčių mechanikos žinome, kad skysčio slėgio jėgos F poveikis plokščiai sienelei apskaičiuojamas pagal formulę

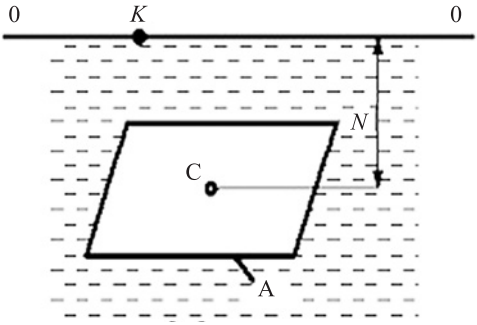
$$F = p \cdot A, \tag{1.16}$$

čia p – darbo skysčio slėgis kūno svorio centre C, kurio plotas A (1.1 pav.).

Be to,

$$p = p_K + \gamma \cdot z = p_K + \rho \cdot g \cdot z, \tag{1.17}$$

čia p_K – darbo skysčio duotame taške K slėgis, kurio lyginamasis svoris γ ir tankis ρ; z – vertikalus atstumas nuo horizontalios plokštumos 0–0, einančios per tašką K iki plokštumos, kurios plotas A svorio centro C. Tūrinėse hidraulinėse pavarose darbo skysčio perteklinis slėgis bendruoju atveju būna didesnis už 2,5 MPa, o darbo skysčio padėties lyginamoji energija hidraulinėje sistemoje yra mažesnė už 5 m bei sandaugos $\gamma \cdot z = \rho \cdot g \cdot z$ (1.16) formulėje dydžiu. Jei šis dydis yra mažesnis, tai į jį neatsižvelgiama. Todėl visi tūrinių hidraulinių pavarų elementų skaičiavimai atliekami pagal nustatytą slėgį, neįskaitant slėgio, kurį sukuria skysčio svoris dėl jo išsidėstymo hidraulinėje sistemoje skirtingame aukštyje.

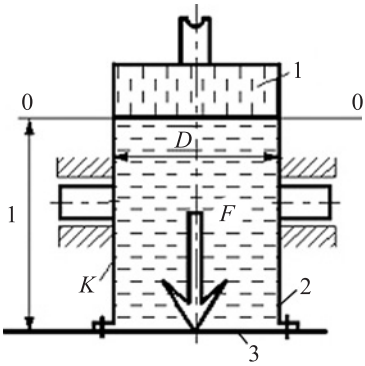


1.1 pav. Darbo skysčio slėgio jėgos, veikiančios kūną, schema

Skaičiuodami skysčio slėgio jėgą į tūrinės hidraulinės pavaros elemento kreivalinijinį paviršių, virš jo esančio skysčio svoris neįvertinamas, nes laikome, kad jo slėgis yra labai mažas lyginant su darbo skysčio slėgio jėga į šio paviršiaus normalinę projekciją. Todėl skysčio slėgio jėga į tūrinės hidraulinės pavaros elemento paviršių šia kryptimi skaičiuojama pagal (1.16) formulę, o plotas A – tai kreivalinijinės plokštumos projekcijos plotas į plokštumą, statmeną nustatytai slėgio jėgos krypčiai. Dėl to daug lengviau sprendžiami uždaviniai.

Uždaviniai

1.3 uždavinys. Vertikalaus hidraulinio cilindro skersmuo D = 200 mm (1.2 pav.), vidinė ertmė K užpildyta mineraline alyva, jos tankis ρ = 900 kg/m^3. Stūmoklio darbinė eiga l = 1000 mm.



1.2 pav. Hidraulinio cilindro skaičiavimo schema

Apskaičiuoti, įvertinant ir neįvertinant mineralinės alyvos svorį ertmėje K, jėgą F, kuri plėšia apatinį plokščią dangtį 3 nuo hidraulinio cilindro gilzės 2, kai stūmoklis 1 yra cilindro viršuje. Slėgis plokštumoje 0–0 lygus p = 10 MPa.

Sprendimas

• Jėga F, neįvertinant mineralinės alyvos stulpelio aukščio hidraulinio cilindro ertmėje K, apskaičiuojama pagal (1.16) formulę

$$F = p\frac{\pi D^2}{4},$$

$$F = 10 \cdot 10^6 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}2^2}{4} = 314 \cdot 10^3\, N = 314 \text{ kN}.$$

• Jėga F, įvertinant mineralinės alyvos stulpelio aukštį hidraulinio cilindro ertmėje K, apskaičiuojama pagal tą pačią formulę (1.16), tik papildomai įvertinant slėgį, kurį sukelia mineralinės alyvos stulpelio aukštis l hidrauliniame cilindre:

$$F' = (p + \rho \cdot g \cdot l)\frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

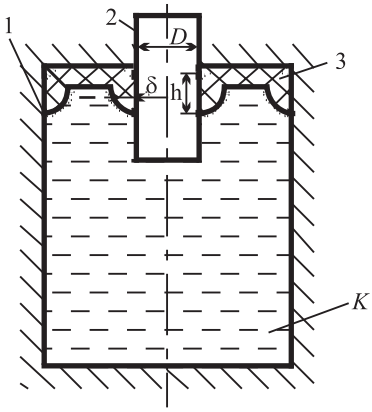
$$F' = (10 \cdot 10^6 + 900 \cdot 9{,}81 \cdot 1)\frac{3{,}14 \cdot 0{,}2^2}{4} = 314\,300 \text{ N} = 314{,}3 \text{ kN}.$$

• Skirtumas $F' - F = 314{,}3 - 314 = 0{,}3$ kN sudaro tik 0,09 % jėgos dydžio, neįvertinant mineralinės alyvos stulpelio aukščio l svorio jėgos ertmėje K.

Išvada: mineralinės alyvos stulpelio aukščio svorio galima neįvertinti.

Atsakymas: *F* = 314 kN.

1.4 uždavinys. Plunžerio 2, kurio skersmuo D = 200 mm, vertikaliame hidrauliniame cilindre 1 (1.3 pav.) sandarinimas vyksta dėl elastinio U skerspjūvio formos sandariklio 3 hidraulinio spaudimo slėgiu p = 10 MPa prie viršutinės hidraulinio cilindro dalies. Sandariklio storis δ = 5 mm, sandariklio hidraulinio prispaudimo ilgis prie plunžerio h = 10 mm.



1.3 pav. Plunžerio sandarinimo sandarikliu hidrauliniame cilindre schema

Apskaičiuoti trinties jėgą, kuri atsiranda tarp sandariklio ir kylančio plunžerio.

Besitrinančios kinematinės poros plunžerio ir sandariklio trinties koeficientą imame $f = 0{,}006$.

Sprendimas

• Iš mechanikos žinome, kad slydimo trinties jėga T apskaičiuojama iš formulės

$$T = f \cdot N = f \cdot F, \tag{1.18}$$

čia N – prispaudimo jėgos normalė yra dedamoji, šiuo atveju sandariklio prispaudimas prie plunžerio, kurį suformuoja tepalo slėgis. Slėgio jėgą $F = N$, kuria sandariklis spaudžiamas prie plunžerio, lengva apskaičiuoti pagal sandariklio žiedinį skerspjūvį $A_ž$ taip:

$$A_ž = \pi \cdot \left(D + 2 \cdot \delta\right) \cdot h, \tag{1.19}$$

tuomet įrašę į (1.16) formulę gausime

$$F = p \cdot A_ž = p \cdot \pi\left(D + 2 \cdot \delta\right) \cdot h,$$

o tai leidžia apskaičiuoti ieškomą trinties jėgą, atsirandančią tarp sandariklio ir kylančio plunžerio:

$$T = f \cdot F = f \cdot p \cdot \pi \cdot \left(D + 2 \cdot \delta\right) \cdot h.$$

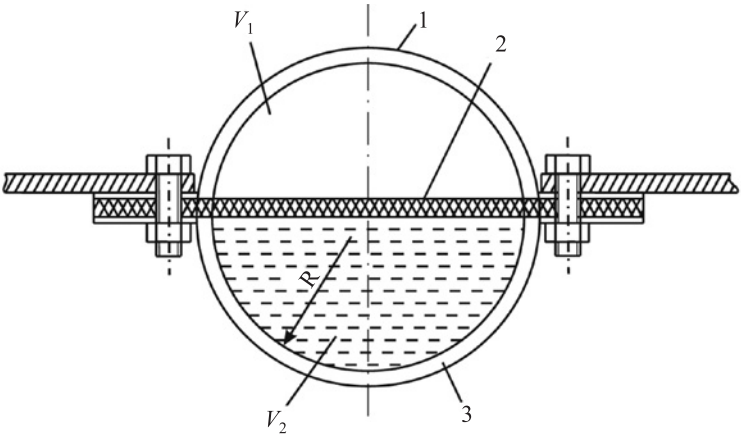
Įrašę reikšmes gausime trinties jėgą

$$T = 0,006 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 3,14\left(0,2 + 2 \cdot 0,005\right)0,01 = 395,6 \text{ N} \approx 400.$$

Atsakymas: ***T* = 400 N.**

1.5 uždavinys. Pneumatinio hidraulinio akumuliatoriaus 1 vidinis rutulinis paviršius (1.4 pav.) padalintas į du vienodus hermetiškus tūrius V_1 ir V_2 horizontalia gumine membrana 2. Viršutinis tūris V_1 užpildytas azotu, kurio slėgis p = 10 MPa. Apatinis tūris V_2 užpildytas mineraline alyva, kurios tankis ρ = 900 kg/m^3. Sferos spindulys R = 200 mm.

Apskaičiuoti neįvertinant ir įvertinant mineralinės alyvos svorį pnuemohidrauliniame akumuliatoriuje jėga F, tempsiančios varžtus, kuriais sutvirtintos rutulio viršutinioji 1 ir apatinioji 3 sferos ir tarp jų suspaustos membranos 2.



1.4 pav. Pneumatinis hidroakumuliatorius

Sprendimas

• Neįvertinant mineralinės alyvos svorio pneumohidrauliniame akumuliatoriuje ieškoma jėga F yra skysčio slėgio jėgos pusferės projekcija į horizontaliąją plokštumą, t. y.

$$A = \pi \cdot R^2. \tag{1.20}$$

Tuomet jėgą F galime apskaičiuoti pagal (1.16) formulę:

$$F = p \cdot A = p \cdot \pi \cdot R^2, \qquad (1.21)$$

$$F = 10 \cdot 10^6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}2^2 = 1256 \text{ kN}.$$

• Įvertinant mineralinės alyvos svorį pneumohidrauliniame akumuliatoriuje, jėga, tempianti varžtus, lygi:

$$F' = p \cdot \pi \cdot R^2 + \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \rho \cdot g = \pi \cdot R^2 (p + \frac{1}{3} R \cdot \rho \cdot g), \qquad (1.22)$$

$$F' = 3{,}14 \cdot 0{,}2^2 (10 \cdot 10^6 + \frac{1}{3} \cdot 0{,}2 \cdot 900 \cdot 9{,}81) = 1\,256\,073 \text{ N}.$$

Skirtumas $F' - F$ = 1 256 073 – 125 600 = 73 N sudaro tik 0,0058 % jėgos F reikšmės, kuri apskaičiuota neįvertinant mineralinės alyvos svorio pneumohidrauliniame akumuliatoriuje. Todėl analogiškuose uždaviniuose skysčio svoris hidraulinių sistemų elementų ertmėse nevertinamas.

Atsakymas:

***F* = 1256 kN, *F′* = 1256,073 kN; Δ*F* = *F′* – *F* = 0,0058 %.**

1.6 uždavinys. Pagal išlenktos alkūnės 2 ašį, jungiančios tiesialinijines vamzdynų 1 ir 3 atkarpas (1.5 pav.), skysčio slėgis p = 6 MPa. Vamzdyno vidinis skersmuo D = 100 mm, kampas tarp tiesialinijinių vamzdynų 1 ir 3 ašių β = 60º.

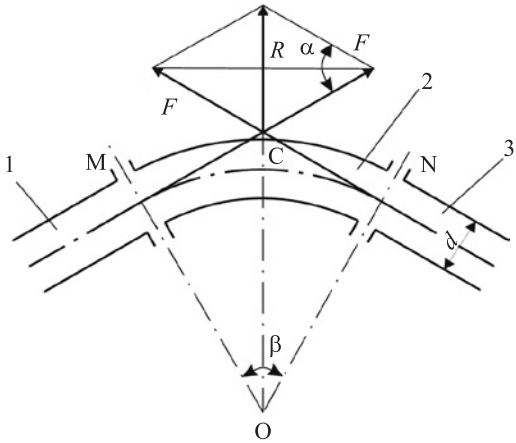
Nevertindami skysčio svorio vamzdyne, apskaičiuokite atstojamąją skysčio slėgio jėgą R alkūnėje 2.

Sprendimas

• Skystį, esantį alkūnėje 2, skerspjūvyje OM ir ON veikia vienodo dydžio slėgio jėgos F, kurios pagal (1.16) formulę lygios:

$$F = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \qquad (1.23)$$

$$F = 6 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}1^2 = 4{,}71 \text{ kN}.$$



1.5 pav. Vamzdyno alkūnė

• Jeigu jėgos F veikia kraštiniuose alkūnės 2 skerspjūviuose OM ir ON, tai jas galima perkelti jėgų veikimo kryptimi iki susikirtimo taško C ir šiame taške sudaryti jėgų lygiagretainį. Gausime rombą, kurio mažoji įstrižainė nusako atstojamosios jėgos R dydį ir kryptį. Įvertinant tai, kad rombo įstrižainės yra tarpusavyje statmenos ir susikirtimo taške viena kitą dalina pusiau ir taip pat kampus dalina pusiau, tai kampai $\alpha = \beta$, kaip kampai su atitinkamai statmenomis kraštinėmis, yra lygūs. Tada gausime:

$$R = 2 \cdot F \sin\frac{\alpha}{2}, \tag{1.24}$$

$$R = 2 \cdot 47\,100 \sin\frac{60^\circ}{2} = 47\,100 \text{ N}.$$

Atsakymas: *R* = 47 100 N.

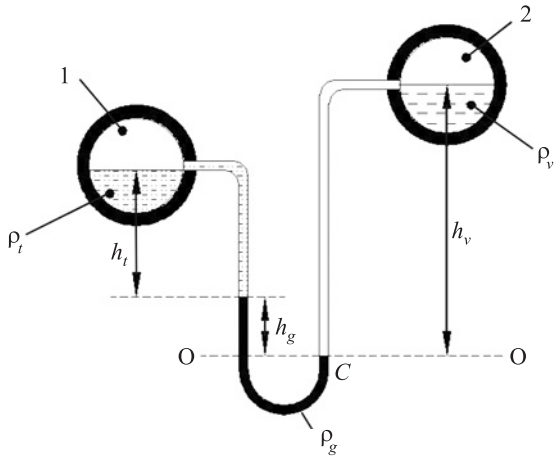
1.3. Pagrindinė hidrostatikos lygtis

Uždavinių sprendimo teoriniai pagrindai yra išsamiai pateikti literatūroje (Valiūnas 2006). Panagrinėsime uždavinius.

Uždaviniai

1.7 uždavinys. Du horizontalūs cilindriniai vamzdynai 1 ir 2 atitinkamai pripildyti: 1 – mineralinio tepalo, kurio $\rho_t = 900$ kg/m^3, ir

2 – vandens, kurio $\rho_v = 1000$ kg/m^3. Skysčių aukščiai, pavaizduoti 1.6 pav., yra tokie: tepalo $h_t = 0{,}2$ m, gyvsidabrio $h_g = 0{,}4$ m ir vandens $h_v = 0{,}9$ m. Žinodami, kad 1 vamzdyno ašies lygiu hidrostatinis slėgis lygus $0{,}6 \cdot 10^5$ Pa, apskaičiuokite vandens slėgį 2 vamzdyno ašies lygiu.



1.6 pav. Vamzdynų su skirtingais skysčiais išdėstymo schema

Sprendimas

• Per tašką C išvedame plokštumą O–O, kurios atžvilgiu užrašome slėgių lygybę:

$$p_t + \rho_t \cdot g \cdot h_t + \rho_g \cdot g \cdot h_g = \rho_v \cdot g \cdot h_v + p_v . \qquad (1.25)$$

• Iš užrašytos lygybės apskaičiuojame p_v:

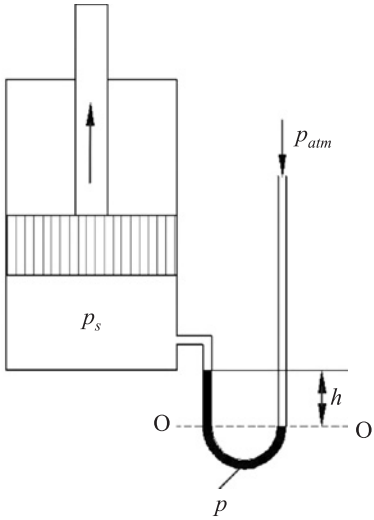
$$p_v = p_t + \rho_t \cdot g \cdot h_t + \rho_g \cdot g \cdot h_g - \rho_v \cdot g \cdot h_v . \qquad (1.26)$$

Įrašę reikšmes gausime:

$$p_v = 0{,}6 \cdot 10^5 + 900 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}2 + 13\,600 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}4 - 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}9 =$$
$$= 1{,}063 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $p_v = 1{,}063 \cdot 10^5$ Pa.

1.8 uždavinys. Hidraulinio cilindro įsiurbimo pusėje prijungtas vandens vakuumetras, kuris rodo $h = 0{,}42$ m. Apskaičiuoti slėgio sumažėjimą p_s cilindre po stūmokliu (1.7 pav.).



1.7 pav. Hidraulinio cilindro su stūmokliu schema

Sprendimas

• Slėgio sumažėjimas cilindre po stūmokliu apskaičiuojamas pagal formulę

$$p_S = p_{at} - p_{ab}, \tag{1.27}$$

čia p_{at} – atmosferinis slėgis; p_{ab} – absoliutinis slėgis cilindre.

• Absoliutinis slėgis cilindre apskaičiuojamas taip:

$$p_{ab} = p_{at} - \rho \cdot g \cdot h, \tag{1.28}$$

tuomet p_S įrašę (1.27) reikšmę į (1.28) gauname:

$$p_S = \rho g h,$$

$$p_S = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}42 = 0{,}412 \cdot 10^4 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $p_s = 0{,}412 \cdot 10^4$.

1.9 uždavinys. Perteklinis vandens slėgis 300 m vandenyno gylyje (h = 300 m) yra lygus $p_p = 31{,}5 \cdot 10^5$ Pa. Reikia apskaičiuoti:

• jūros vandens tankį šiame gylyje;

• jūros vandens tankį šiame gylyje Šiaurės poliaus ir ekvatoriaus rajonuose ($g_{šp}$ = 9,831 kg/m^3; g_{ek} = 9,781 kg/m^3).

Sprendimas

• Vandens tankis 300 m gylyje apskaičiuojamas taip:

$$\rho = \frac{p_p}{g \cdot h}, \tag{1.29}$$

$$\rho = \frac{31{,}5 \cdot 10^5}{9{,}81 \cdot 300} = 1070 \text{ kg/m}^3.$$

• Vandens tankis Šiaurės poliaus rajone:

$$\rho_{šp} = \frac{p_p}{g_{šp} \cdot h}, \tag{1.30}$$

$$\rho_{šp} = \frac{31{,}5 \cdot 10^5}{9{,}831 \cdot 300} = 1068 \text{ kg/m}^3.$$

• Vandens tankis ekvatoriaus rajone:

$$\rho_{ek} = \frac{p_p}{g_{ek} \cdot h}, \tag{1.31}$$

$$\rho_{ek} = \frac{31{,}5 \cdot 10^5}{9{,}781 \cdot 300} = 1073{,}5 \text{ kg/m}^3.$$

Atsakymas: ρ = 1070 kg/m³; $\rho_{šp}$ = 1068 kg/m³.

1.10 uždavinys. Kūginės formos indo, kurio pagrindo skersmuo *D*, pereinantis į cilindrą skersmeniu *d* (1.8 pav.), cilindre slankioja stūmoklis, kurio apkrova *G* = 3000 N. Indo matmenys tokie: *D* = 1 m; *d* = 0,5 m; *h* = 2 m; skysčio tankis ρ = 1000 kg/m³. Apskaičiuokite apkrovą, kuri tenka indo dugnui.

Sprendimas

• Slėgis indo dugne apskaičiuojamas pagal formulę:

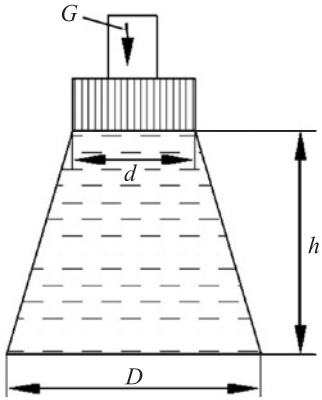
$$p = p_0 + \rho g h. \tag{1.32}$$

• Šiuo atveju skysčio slėgis indo paviršiuje lygus:

$$P_0 = \frac{G}{A}, \tag{1.33}$$

čia *A* – plotas.

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \tag{1.34}$$



1.8 pav. Kūginės formos indo schema

Tada

$$p_0 = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d^2}, \tag{1.35}$$

$$p_0 = \frac{4 \cdot 3000}{3{,}14 \cdot 0{,}5^2} = 15\ 278 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 15\ 278 \text{ Pa}.$$

• Apskaičiuojame p pagal (1.32) formulę:

$$p = 15\ 278 + 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 2 = 34\ 898 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 34\ 898 \text{ Pa}.$$

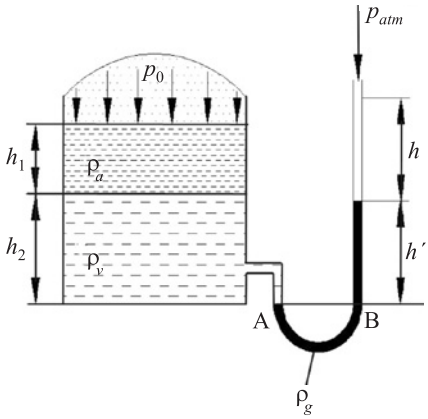
• Tuomet indo dugną veikia tokia apkrova:

$$F = p \cdot A; \tag{1.36}$$

$$F = 34\ 898 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1^2}{4} = 27\ 394{,}93 \text{ N}.$$

Atsakymas: *F* = 27 394,93 N.

1.11 uždavinys. Vanduo, kurio tankis $\rho_v = 1000$ kg/m^3, ir mineralinė alyva, kurios tankis $\rho_a = 800$ kg/m^3, uždarame inde veikiami oro pertekliniu slėgiu p_0 (1.9 pav.). Skiriamasis mineralinės alyvos ir vandens paviršius yra $h_1 = 0{,}3$ m atstumu nuo laisvojo paviršiaus. U formos gyvsidabrio manometro rodymai $h = 0{,}04$ m. Skysčių laisvųjų paviršių aukščių skirtumas inde ir gyvsidabrio manometre $h = 0{,}04$ m. Apskaičiuoti oro slėgį p_0 į laisvąjį paviršių.



1.9 pav. Dviejų skirtingų skysčių uždaras indas veikiamas oro pertekliniu slėgiu

Sprendimas

• U formos gyvsidabrio manometro taškai A ir B išsidėstę vienoje horizontalioje ir to paties skysčio plokštumoje, tačiau skirtingose alkūnėse. Tuomet:

$$p_A = p_B$$

arba
$$p_0 + \rho_a \cdot g \cdot h_1 + \rho_v \cdot g \cdot h_2 = \rho_g \cdot g \cdot h', \qquad (1.37)$$

$$p_0 = (p_g \cdot h' - \rho_a \cdot h_1 - \rho_v \cdot h_2) \cdot g.$$

Iš 1.9 pav. matyti, kad $h_2 = h + h' - h_1$, t. y.

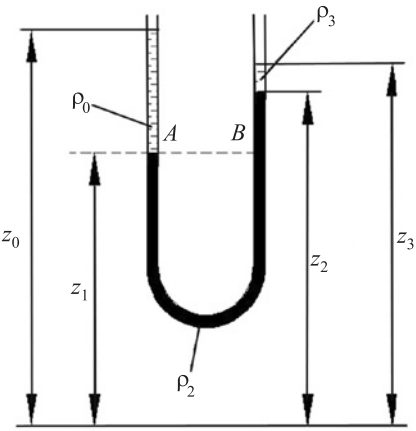
$$h_2 = 0,4 + 0,4 - 0,3 = 0,5 \text{ m}.$$

Tada

$$p_0 = (13\,600 \cdot 0,4 - 800 \cdot 0,3 - 1000 \cdot 0,5) \cdot 9,81 = 46\,107 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 46\,107 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: p_0 = 46 107 Pa.

1.12 uždavinys. Išnagrinėti trijų skysčių sistemos pusiausvyrą, kurie yra U formos vamzdelyje (1.10 pav.). Apskaičiuoti z_0, z_1, z_2 ir z_3, kai $z_0 - z_1 = 0,2$ m; $z_1 + z_2 = 1$ m; $z_3 - z_2 = 0,1$ m; $\rho_0 = 1000$ kg/m^3; $\rho_2 = 13\,600$ kg/m^3; $\rho_3 = 700$ kg/m^3.



1.10 pav. Trijų skysčių sistemos pusiausvyros U formos vamzdelyje schema

Sprendimas

Taškai A ir B išsidėstę horizontalioje plokštumoje, todėl:

$$p_A = p_B, \tag{1.38}$$

$$(z_0 - z_1)\rho_0 = (z_2 - z_1)\rho_2 + (z_3 - z_2)\rho_3 \cdot$$

Tačiau $z_1 = 1 - z_2$; $z_2 - z_1 = z_2 - 1 + z_2 = 2z_2 - 1$, tada

$$0,2 \cdot 1000 = (2z_2 - 1) \cdot 13\,600 + 0,1 \cdot 700.$$

$$2z_2 = \frac{13\,870}{13\,600}, \quad z_2 = 0,51 \text{ m}.$$

$$z_1 = 0,49 \text{ m},$$

$$z_3 = z_2 + 0,1,$$

$$z_3 = 0,51 + 0,1 = 0,61 \text{ m},$$

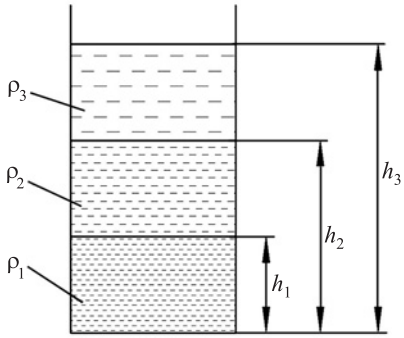
$$z_0 = z_1 + 0,2,$$

$$z_0 = 0,49 + 0,2 = 0,69 \text{ m}.$$

Atsakymas: z_0 = 0,69 m; z_1 = 0,49 m; z_2 = 0,51 m; z_3 = 0,61 m.

1.13 uždavinys. Nesusimaišantys skirtingų tankių ρ_1, ρ_2 ir ρ_3 skysčiai yra inde (1.11 pav.). Apskaičiuoti perteklinį slėgį p_p į indo dugną, kai $\rho_1 = 1000$ kg/m^3; $\rho_2 = 850$ kg/m^3; $\rho_3 = 760$ kg/m^3.

$$h_1 = 1 \text{ m}; \; h_2 = 3 \text{ m}; \; h_3 = 6 \text{ m}.$$



1.11 pav. Nesusimaišančių skirtingų skysčių, esančių inde, schema

Sprendimas

Slėgis į indo dugną apskaičiuojamas pagal formulę:

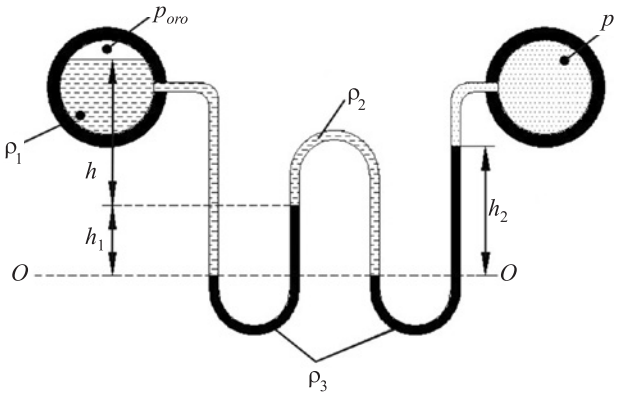
$$p_p = \rho_1 g h_1 + \rho_2 g (h_2 - h_1) + \rho_3 g (h_3 - h_2) . \qquad (1.39)$$

Įrašę reikšmes gausime:

$$p_p = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1 + 850 \cdot 9{,}81(3-1) + 760 \cdot 9{,}81(6-3) =$$
$$= 9810 + 16\,677 + 22\,366{,}8 = 48\,853{,}8 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: p_p = 48853,8 Pa.

1.14 uždavinys. Slėgių skirtumas tarp dviejų horizontalių cilindrinių indų, užpildytų vandeniu ir dujomis (oru), išmatuotas diferencialiniu manometru, kuris užpildytas spiritu (ρ_2) ir gyvsidabriu (ρ_3) (1.12 pav.). Žinant oro slėgį virš vieno indo laisvojo vandens paviršiaus, apskaičiuoti dujų slėgį p, kai $p_{oro} = 2{,}5 \cdot 10^4$ Pa; $\rho_1 = 1000$ kg/m^3; $\rho_2 = 800$ kg/m^3; $\rho_3 = 13\,600$ kg/m^3; $h_1 = 200$ mm; $h_2 = 250$ mm; $h = 0{,}5$ m; $g = 10$ m/s^2.



1.12 pav. Dviejų horizontalių cilindrinių indų, užpildytų skirtinga vientisa terpe, schema

Sprendimas

Sudarysime slėgių pusiausvyros lygtį plokštumos O–O atžvilgiu:

$$p_{oro} + \rho_1 \cdot g \cdot (h + h_1) - \rho_3 \cdot g \cdot h_1 - \rho_2 \cdot g \cdot (h_2 - h_1) + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 -$$

$$-\rho_3 g h_2 - p = 0.$$

Tada

$$p = p_{oro} + \rho_1 \cdot g \cdot (h + h_1) - \rho_3 \cdot g \cdot h_1 - \rho_2 \cdot g \cdot (h_2 - h_1) +$$

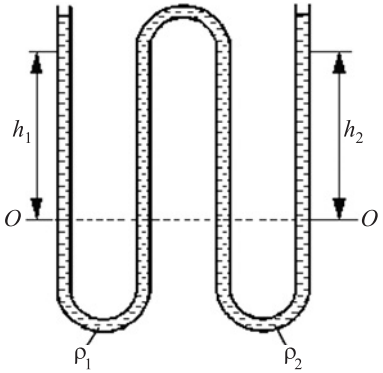
$$p = 2{,}5 \cdot 10^4 + 1000 \cdot 10(0{,}5 + 0{,}2) - 13\,600 \cdot 10 \cdot 0{,}2 -$$

$$-\,800 \cdot 10(0{,}25 - 0{,}2) + 800 \cdot 10 \cdot 0{,}25 - 13\,600 \cdot 10 \cdot 0{,}25 =$$

$$= -2{,}72 \cdot 10^4 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $p = -2{,}72 \cdot 10^4$.

1.15 uždavinys. Dvigubas U formos vamzdelis užpildytas skysčiu taip, kad laisvasis paviršius vidiniame vamzdelio iškilime yra vienu lygiu (1.13 pav.). Apskaičiuoti tankį ρ_2, kai ρ_1 = 1000 kg/m^3; h_1 = 0,8 m; h_2 = 0,65 m.



1.13 pav. Dvigubo U formos vamzdelio, užpildyto skysčiu, schema

Sprendimas

Užrašome hidrostatikos lygtį plokštumos 0–0 atžvilgiu

$$\rho_1 \cdot g \cdot h_1 = \rho_2 \cdot g \cdot h_2, \tag{1.40}$$

iš jos apskaičiuojame ρ_2

$$\rho_2 = \frac{\rho_1 \cdot h_1}{h_2}, \tag{1.41}$$

$$\rho_2 = \frac{1000 \cdot 0{,}8_1}{0{,}65_2}.$$

Atsakymas: ρ_2 = 1230,77 kg/m³.

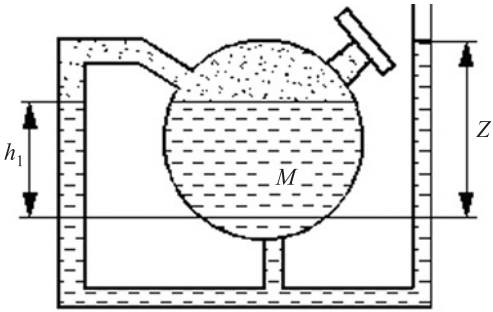
1.16 uždavinys. Apskaičiuoti perteklinį slėgį mineralinės alyvos laisvajame paviršiuje, jei absoliutusis slėgis taške M, kai h = 2 m, z = 3,5 m, ρ = 850 kg/m³, p_{at} = 10⁵ Pa, g = 10 m/s² (1.14 pav.).

Sprendimas

• Mineralinės alyvos absoliutus slėgis taške M apskaičiuojamas pagal formulę:

$$p_{\text{abs}} = \rho z g + p_{at}, \tag{1.42}$$

$$p_{\text{abs}} = 850 \cdot 3{,}5 \cdot 10 + 10^5 = 1{,}3 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$



1.14 pav. Indo, pripildyto mineralinės alyvos, schema

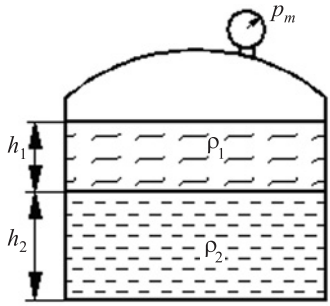
• Perteklinis slėgis, veikiantis mineralinės alyvos laisvąjį paviršių, apskaičiuojamas pagal formulę:

$$P_{\text{pert}} = \rho \cdot g \cdot (z - h), \tag{1.43}$$

$$P_{\text{pert}} = 850 \cdot 10 \cdot (3{,}5 - 2) = 0{,}1275 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $P_{\text{pert}} = 0{,}1275 \cdot 10^5$ Pa; $p_{\text{abs}} = 1{,}3 \cdot 10^5$ Pa.

1.17 uždavinys. Į indą supilti du nesimaišantys skysčiai, kurių tankiai ρ_1 ir ρ_2 (1.15 pav.). Slėgis laisvajame paviršiuje matuojamas manometru. Apskaičiuoti perteklinį slėgį į indo dugną, kai p_m = 102 Pa; ρ_1 = 890 kg/m^3; ρ_2 = 1280 kg/m^3; h_1 = 2,1 m; h_2 = 2,9 m; g = 10 m/s^2.



1.15 pav. Indo su dviejų tipų nesimaišančiais skysčiais schema

Sprendimas

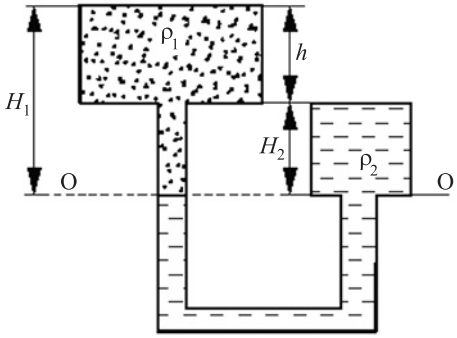
Perteklinis slėgis į indo dugną apskaičiuojamas taip:

$$p_{\text{pert.}} = p_m + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + \rho_2 \cdot g \cdot h_2, \qquad (1.44)$$

$$p_{\text{pert.}} = 102 + 890 \cdot 10 \cdot 2{,}1 + 1280 \cdot 10 \cdot 2{,}9 = 55\,912 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $p_{\text{pert.}}$ = 55 912 Pa.

1.18 uždavinys. Susisiekiančiuose induose supilti du nesimaišantys skysčiai, kurių tankiai ρ_1 ir ρ_2. Apskaičiuoti skysčių laisvųjų paviršių pozicijas H_1 ir H_2 atžvilgiu palyginamosios plokštumos O–O (1.16 pav.), kai ρ_1 = 1000 kg/m^3; ρ_2 = 1200 kg/m^3; h = 0,11 m.



1.16 pav. Susisiekiančių indų schema su nesimaišančiais skysčiais

Sprendimas

• Užrašysime pusiausvyros lygtį nelyginamosios plokštumos O–O atžvilgiu:

$$\rho_1 \cdot g \cdot H_1 = \rho_2 \cdot g \cdot (H_1 - h)\text{, iš čia}$$

$$H_1 = \frac{\rho_2 \cdot g \cdot h}{g \cdot (\rho_2 - \rho_1)} = \frac{\rho_2 \cdot h}{\rho_2 - \rho_1}, \qquad (1.45)$$

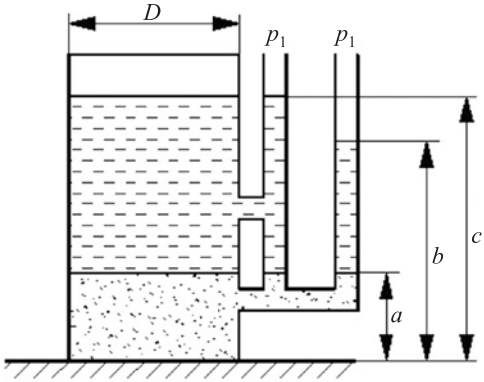
$$H_1 = \frac{1000 \cdot 0.11}{1200 - 1000} = 0{,}66.$$

$$H_2 = H_1 - h, \tag{1.46}$$

$$H_2 = 0,66 - 0,11 = 0,55.$$

Atsakymas: H_1 = 0,66 m; H_2 = 0,55 m.

1.19 uždavinys. Apskaičiuoti vandens ir mineralinės alyvos tūrius uždarame inde pagal pjezometro duomenis ir indikatoriaus lygį, kai D = 0,4 m; a = 0,5 m; b = 1,6 m; ρ_a = 840 kg/m^3; ρ_v = 1000 kg/m^3; g = 10 m/s^2.



1.17 pav. Indo su dviejų skirtingų skysčių tūriu schema

Sprendimas

• Apskaičiuojame slėgį vandens paviršiuje:

$$p_{\text{pert.}} = \rho \cdot g\,(b - a), \tag{1.47}$$

$$p_{\text{pert.}} = 1000 \cdot 10 \cdot (1,6 - 0,5) = 1,1 \cdot 10^4 \text{ Pa}.$$

• Apskaičiuojame sunkio jėgą, veikiančia vandens paviršių:

$$G = p_{\text{pert}} \cdot A = p_{\text{pert}} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}, \tag{1.48}$$

$$G = p_{\text{pert}} \cdot A = 1,1 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,4^2}{4} = 1380 \text{ N}.$$

• Mineralinės alyvos tūris, atitinkantis sunkio jėgą $G = \rho_a \cdot g \cdot V_a$, apskaičiuojamas pagal formulę

$$V_a = \frac{G}{\rho_a \cdot g}, \tag{1.49}$$

$$V_a = \frac{1380}{840 \cdot 10} = 0{,}164 \text{ m}^3.$$

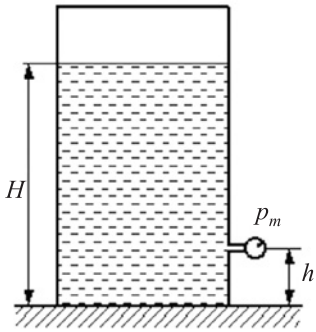
• Vandens tūris

$$V_v = a \cdot A = a \cdot \frac{\pi \cdot A^2}{4}, \tag{1.50}$$

$$V_v = 0{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}4^2}{4} = 0{,}06 \text{ m}^3.$$

Atsakymas: V_a = 0,164 m³; V_v = 0,06 m³.

1.20 uždavinys. Manometro, esančio atstumu h = 1 m nuo indo, dugno rodmuo yra $p_m = 5 \cdot 10^4$ Pa. Apskaičiuoti laisvąjį benzino paviršiaus aukštį H inde (1.18 pav.), kai ρ_b = 850 kg/m³; g = 10 m/s³.



1.18 pav. Indo, užpildyto benzinu, esant prijungtam manometrui schema

Sprendimas

Benzino slėgis į indo dugną apskaičiuojamas pagal formulę:

$$P_m + \rho_b \cdot g \cdot h = \rho_b \cdot g \cdot H. \tag{1.51}$$

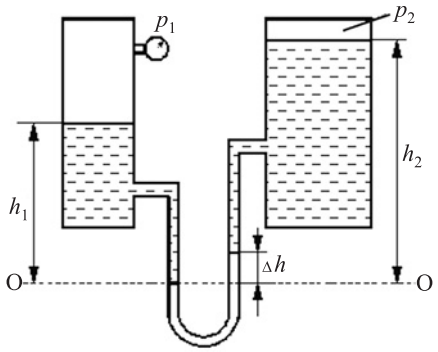
Iš čia:

$$H = \frac{P_m + \rho_b \cdot g \cdot h}{\rho_b \cdot g}, \qquad (1.52)$$

$$H = \frac{50\,000 + 850 \cdot 10 \cdot 1}{850 \cdot 10} = 6{,}88 \text{ m}.$$

Atsakymas: *H* = 6,88 m.

1.21 uždavinys. Į du uždarus indus įpilta vandens. Laisvieji paviršiai palyginamosios plokštumos O–O atžvilgiu išdėstyti aukščiuose $h_1 = 1$ m, $h_2 = 1{,}8$ m (1.19 pav.). Manometro rodymai $p_1 = 1{,}2 \cdot 10^5$ Pa, gyvsidabrio lygio skirtumas diferenciniame manometre $\Delta h = 200$ mm. Apskaičiuoti slėgį p_2 į antrojo indo laisvąjį paviršių.



1.19 pav. Dviejų susisiekiančių indų schema

Sprendimas

Pusiausvyros lygtis palyginamosios plokštumos O–O atžvilgiu įgauna tokį pavidalą:

$$p_2 = p_1 + \rho_v \cdot g \cdot h_1 - \rho_{gyv} \cdot g \cdot \Delta h - \rho_v \cdot g \cdot (h_1 - \Delta h). \qquad (1.53)$$

Įrašę skaitines reikšmes gausime:

$$p_2 = 1{,}2 \cdot 10^5 + 10^3 \cdot 10 \cdot 1 - 13{,}6 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 0.2 - 10^3 \cdot 10 \cdot (1{,}8 - 0{,}2) =$$

$$= 8.68 \cdot 10^4 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: $p_2 = 8{,}68 \cdot 10^4$ Pa.

2. TŪRINĖS HIDRAULINĖS PAVAROS ELEMENTAI

2.1. Tūrinės hidraulinės pavaros siurbliai

Hidraulinė pavara yra tarpusavyje susietų įrenginių visuma, kurioje darbo skysčio srauto energija naudojama mašinų ir mechanizmų darbo padargams suteikti judesį. Iš skysčių mechanikos žinoma, kad skysčio srautas turi potencinę ir kinetinę energiją.

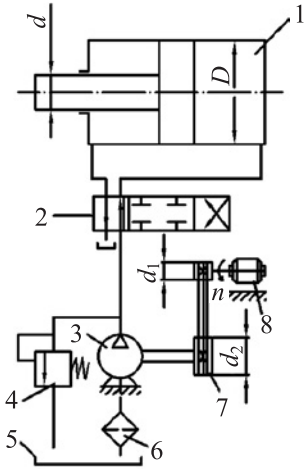
Įrenginiai, kuriuose mašinų ir mechanizmų grandims darbo judesys suteikiamas iš esmės naudojant darbinio skysčio potencinę energiją, priklauso tūrinėms hidraulinėms pavaroms. Tokiuose įrenginiuose darbo skysčio sunaudojamos kinetines energijos kiekis yra nereikšmingas lyginant su potencinės energijos kiekiu. Todėl skaičiuojant tūrines hidraulines pavaras darbo skysčio srauto kinetinė energija neįvertinama.

Įrenginiai, kuriuose mašinų ir mechanizmų grandims darbo judesį suteikia dažniausiai darbinio skysčio srauto kinetinė energija, priskiriami dinaminėms hidraulinėms pavaroms. Skaičiuojant tokią hidraulinę pavarą darbinio skysčio srauto potencinė energija neįvertinama. Dinaminės hidraulinės pavaros yra sukamojo judesio pavaros ir konstrukciniu požiūriu naudojamos kaip hidraulinės movos arba hidrauliniai transformatoriai.

Tūrinės hidraulinės pavaros mašinų ir mechanizmų grandims gali suteikti grįžtamąjį slenkamąjį, grįžtamąjį sukamąjį ir sukamąjį judesius.

2.1 pav. pateikta paprasčiausia tūrinės hidraulinės pavaros schema. Jos pagrindiniai elementai yra: siurblys 3, hidraulinis variklis (hidraulinis cilindras) 1, hidraulinė aparatūra (hidraulinis skirstytuvas 2, apsauginis vožtuvas 4) ir pagalbiniai įrenginiai (hidraulinio darbo skysčio bakas 5, tepalo filtras 6). Šiuo atveju hidraulinis siurblys 3 sukamąjį judesį gauna nuo elektros variklio 8 per trapecinio diržo pavarą 7. Siurblys 3 pumpuoja darbo skystį iš hidraulinio darbo skysčio bako 5 į hidraulinio variklio (hidraulinio cilindro) 1 darbo ertmę. Čia

darbo skysčio energija sunaudojama išėjimo grandžiai perstumti, pavyzdžiui, hidraulinio cilindro stūmokliui su kotu perstumti.



2.1 pav. Tūrinės hidraulinės pavaros schema

Hidraulinis cilindras 1 valdomas hidrauliniu skirstytuvu 2, kurį perjungiant keičiama darbo skysčio kryptis arba stabdomas skysčio srautas.

Hidraulinei pavarai apsaugoti nuo perkrovimų arba padidėjusio hidraulinio slėgio sistemoje naudojamas apsauginis vožtuvas 4. Gerokai padidėjus darbinio skysčio slėgiui hidraulinėje sistemoje suveikia apsauginis vožtuvas 4 ir dalis darbinio skysčio nupilama į hidraulinį baką 5. Dėl to ribojamas suspausto skysčio tūris ir išvystomas slėgis hidraulinėje sistemoje.

Mašinų tūrinėse hidraulinėse pavarose taip pat gali būti naudojama ir kitų įvairių hidraulinės pavaros elementų: hidrauliniai droseliai, skysčio srauto reguliatoriai (skysčio debito stabilizatoriai), srauto dalikliai ir sumatoriai, hidrauliniai užraktai, atgaliniai ir redukciniai vožtuvai, įvairios hidraulinės relės ir kt.

Tūrinėse hidraulinėse pavarose naudojami tūriniai rotoriniai siurbliai. Kai darbinis slėgis neviršija 14 MPa, rekomenduojama naudoti krumplinius ir plokštelinius siurblius, kai slėgis didesnis – ašinius

ir radialinius ir ašinius siurblius. Tūrinėse hidraulinėse pavarose rečiau naudojami nerotoriniai, dažniau daugiaplunžeriniai siurbliai.

Tūrinės hidraulinės pavaros siurbliai apibūdinami debitu Q_s, kurį galima apskaičiuoti pagal formulę:

$$Q_s = V_0 n_s \cdot \eta_t = q_s \cdot \eta_s, \tag{2.1}$$

čia V_0 – siurblio darbinis tūris, t. y. siurblio visų kintamų darbo kamerų tūrių suma per vieną varančiojo veleno sūkį; n_s – siurblio varančiojo veleno sukimosi dažnis; η_t – tūrinis siurblio naudingumo koeficientas; $q_s = V_0 \eta_t$ – siurblio per vieną varančiojo veleno apsisukimą įsiurbiamo darbo skysčio tūris:

$$q_s = \frac{Q_s}{n_s}. \tag{2.2}$$

Padidėjus siurblio išvystomam slėgiui, padidėja darbo skysčio nuotėkis iš darbo kamerų, taip pat sumažėja siurblio tūrinis naudingumo koeficientas η_t ir siurblio debitas. Atliekant tūrinių hidraulinių pavarų praktinius hidraulinius skaičiavimus retai įvertinamas siurblio tūrinio naudingumo koeficiento pokytis dėl slėgio pokyčio ir visi skaičiavimai atliekami pagal siurblio pase pateiktą debito reikšmę. Ši reikšmė paprastai atitinka siurblio išvystomą didžiausią darbinį slėgį.

Siurblio išvystoma naudingoji galia apskaičiuojama kaip darbo skysčio galia siurblio ištekėjimo vamzdyje. Ji apskaičiuojama pagal formulę:

$$P = p_S Q_S, \tag{2.3}$$

čia p_s – darbo skysčio slėgis siurblio ištekėjimo vamzdyje; Q_s – siurblio debitas.

Siurblio pareikalaujama galia lygi:

$$P_s = \frac{p_s Q_s}{\eta_s}, \tag{2.4}$$

čia η_s – siurblio bendras naudingumo koeficientas.

Siurblio galiai P_s apskaičiuoti kW, kai slėgis duotas kg/cm^2, o debitas Q_s l/min arba dcm^3/min reikia taikyti šią formulę:

$$P_S = \frac{p_S Q_S}{612 \eta_S}. \tag{2.5}$$

2.1 uždavinys. Plokštelinio siurblio 3 (2.1 pav.) rotoriui sukimąsi suteikia asinchroninis elektros variklis 8 per trapecinio diržo pavarą 7, kurios skriemulių skersmenys d_1 = 100 mm ir d_2 = 160 mm. Elektros variklio veleno sūkiai n = 1440 sūk/min. Siurblio darbinis tūris V_0 = 16 cm^3/sūk. Apskaičiuoti elektros variklio reikalingą galią N_e, kai siurblio išėjimo vamzdyje slėgis p_s = 10 MPa, o jo tūrinis naudingumo koeficientas $\eta_t = 0,95$.

Laikyti, kad trapecinės diržinės pavaros praslydimo koeficientas $\varphi = 0,98$, bendras siurblio naudingumo koeficientas $\eta_s = 0,8$, trapecinės diržinės pavaros naudingumo koeficientas $\eta_d = 0,95$ ir elektros variklio naudingumo koeficientas $\eta_e = 0,87$.

Sprendimas

• Apskaičiuosime siurblio rotoriaus varomojo veleno sukimosi dažnį (sūkius):

$$n_s = n\frac{d_1}{d_2}\varphi,$$

$$n_s = 1440\frac{100}{160}\cdot 0,98 = 882 \text{ sūk/min.}$$

• Pagal (2.4) formulę apskaičiuojame siurblio reikalaujamą galią, įvertindami ir (2.1) formulę

$$P_s = \frac{p_s Q_s}{\eta_s} = \frac{p_s V_0 n_s \cdot \eta_t}{\eta_s},$$

$$P_s = \frac{10\cdot 10^6 \cdot 16\cdot 10^{-6}\cdot 882\cdot 0,95}{0,8\cdot 60} = 2,79 \text{ kW.}$$

• Elektros variklio reikalaujama galia:

$$P_e = \frac{P_s}{\eta_d \eta_e},$$

$$P_e = \frac{2,79}{0,96\cdot 0,87} = 3,34 \text{ kW.}$$

Pagal ES normas parenkama P_e = 4,5 kW.

Atsakymas: elektros variklio reikalinga galia P_e = 4,5 kW.

2.2. Hidrauliniai cilindrai

Hidrauliniai cilindrai skirti slenkamajam ir grįžtamam slenkamajam judesiui suteikti tūrinėse hidraulinėse pavarose. Pagal konstrukciją hidrauliniai cilindrai skirstomi į plunžerinius, stūmoklinius ir teleskopinius.

Hidrauliniai cilindro plunžerio arba stūmoklio išvystomas greitis v ir jėga F apskaičiuojami pagal tokias formules:

$$v = \frac{Q \cdot \eta_t}{A}, \tag{2.6}$$

$$F = p \cdot A \cdot \eta_m - \Sigma F_p \tag{2.7}$$

arba

$$F = p \cdot A \cdot \eta_b, \tag{2.8}$$

čia Q – darbo skysčio debitas, patenkantis į hidraulinio cilindro darbo kamerą; A – plunžerio arba stūmoklio plotas, kurį veikia darbo skysčio slėgis; η_t – hidraulinio cilindro tūrinis naudingumo koeficientas, įvertinantis skysčio nuotekius hidrauliniame cilindre. Kai hidrauliniame cilindre plunžeris arba stūmoklis sandarinami moviniais sandarikliais arba guminiais žiedais, nuotėkiai neįvertinami ir laikoma, kad $\eta_t = 1$; p – skysčio slėgis hidraulinio cilindro darbo kameroje; η_m – hidraulinio cilindro mechaninis naudingumo koeficientas, kuris įvertina nuostolius hidrauliniame cilindre trinties jėgai nugalėti judant plunžeriui arba stūmokliui su kotu. Kitos pasipriešinimo jėgos, veikiančios hidrauliniame cilindre, tokios kaip pasipriešinimo jėga nupylimo ertmėje F_n, vertikalaus plunžerio svorio jėga G_p (2.2 pav.), plunžerį ar stūmoklį grąžinančios spyruoklės, yra įvertinamos atskiru (2.7) formulės nariu ΣF_p. Hidraulinio cilindro bendras naudingumo koeficientas η_b įvertina visus energijos nuostolius hidrauliniame cilindre, įskaitant ir trinties jėgą. Kai tūrinis naudingumo koeficientas $\eta_t = 1$, tai bendras hidraulinio cilindro naudingumo koeficientas

$$\eta_b = \frac{F}{p \cdot A}. \tag{2.9}$$

Hidraulinio cilindro darbo kameros debitas lygus:

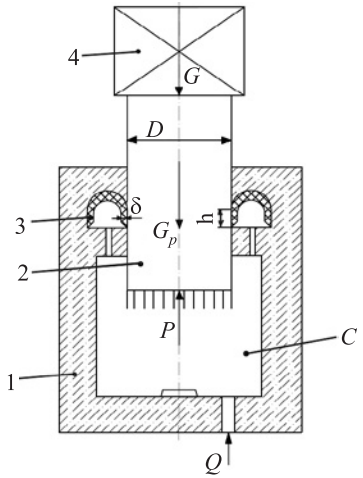
$$Q = \frac{v \cdot A}{\eta_b}. \tag{2.10}$$

Apskaičiuojant hidraulinio cilindro nupylimo kameros debitą Q_n, nuotekiai neįvertinami, t. y.

$$Q_n = v \cdot A_n, \tag{2.11}$$

čia v – stūmoklio judėjimo greitis ir A_n – plunžerio arba stūmoklio plokštumos plotas nuo hidraulinio cilindro nupylimo ertmės pusės.

2.2 uždavinys. Plunžeris 2, kurio skersmuo $D = 200$ mm, vertikaliame hidrauliniame cilindre 1 (2.2 pav.) sandarinamas vienu moviniu žiedu 3, kurio skaičiuojamasis storis $\delta = 5$ mm ir prispaudimo ilgis $h = 10$ mm. Ertmėje C darbo skysčio slėgis $p = 10$ MPa. Plunžerio svorio jėga $G_p = 1500$ N.



2.2 pav. Plunžerio vertikaliame cilindre schema

Įvertinant plunžerio svorio jėgą ir trinties jėgą, atsirandančią tarp plunžerio ir movinio žiedo, apskaičiuoti krūvio 4 svorio jėgą G ir bendrą hidraulinio cilindro naudingumo koeficientą. Trinties koeficientas tarp plunžerio ir movinio žiedo $f = 0{,}006$.

Sprendimas

• Darbo skysčio slėgio jėga į apatinį plunžerio galą lygi:

$$F = p \cdot A.$$

Ji atsveriama krūvio 4 svorio jėga G, plunžerio svorio jėga G_p ir plunžerio trintimi T į movinį žiedą. Užrašome pusiausvyros lygtį:

$$F = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = G + G_p + T.$$

Trinties jėga T lygi $T = f \cdot F$, o $F = p \cdot A$,
čia A – movinio sandariklio kontakto plotas, kuris lygus:

$$A = \pi(D + 2 \cdot \delta) \cdot h.$$

Tuomet

$$T = f \cdot p \cdot \pi(D + 2 \cdot \delta) \cdot h,$$

$$T = 0,006 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,2 + 2 \cdot 0,005) \cdot 0,01 \approx 400 \text{ N}.$$

Iš paskutinės lygties apskaičiuojame G:

$$G = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} - G_p - T,$$

$$G = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} - 1500 - 400 = 312,1 \text{ kN}.$$

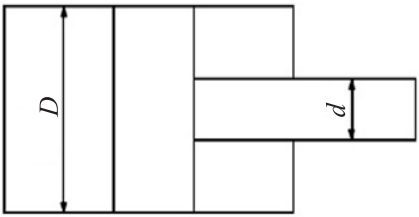
• Pagal (2.9) formulę apskaičiuojame hidraulinio cilindro bendrą naudingumo koeficientą ($F = G$):

$$\eta_b = \frac{F}{p \cdot A} = \frac{4G}{p \cdot \pi \cdot D^2},$$

$$\eta_b = \frac{4 \cdot 312\,100}{10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,99.$$

Atsakymas: krūvio 4 svorio jėga G = 312,1 kN, o hidraulinio cilindro bendras naudingumo koeficientas η_b = 0,99.

2.3 uždavinys. Hidrauliniame cilindre, kurio skersmuo D = 160 mm (2.3 pav.), stūmoklis ir kotas sandarinami guminiais apvalaus skerspjūvio žiedais. Apskaičiuoti hidraulinio cilindro koto skersmenį, kuriam esant stūmoklis į kairę judės greičiu v = 0,1 m/s^2, o iš koto pusės darbo skysčio ertmės debitas Q = 0,5 l/s.



2.3 pav. Hidraulinio cilindro schema

Sprendimas

• Jei stūmokliui judant į kairę postūmoklinė ertmė yra darbinė, tai pagal (2.10) formulę gausime:

$$Q = \frac{v \cdot A}{\eta_b} = \frac{v \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)}{4\eta_b},$$

iš čia apskaičiuojame koto skersmenį d:

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4Q \cdot \eta_b}{\pi \cdot v}},$$

$$d = \sqrt{1,6^2 - \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1}{3,14 \cdot 1}} = 138 \text{ mm}.$$

• Pagal kotų skersmenis (Spruogis 2010) imame d = 140 mm.

• Pagal pasirinktą d ir debitą Q = 0,5 l/s apskaičiuojame faktinį stūmoklio greitį į kairę:

$$v = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_b}{\pi \cdot (D^2 - d^2)},$$

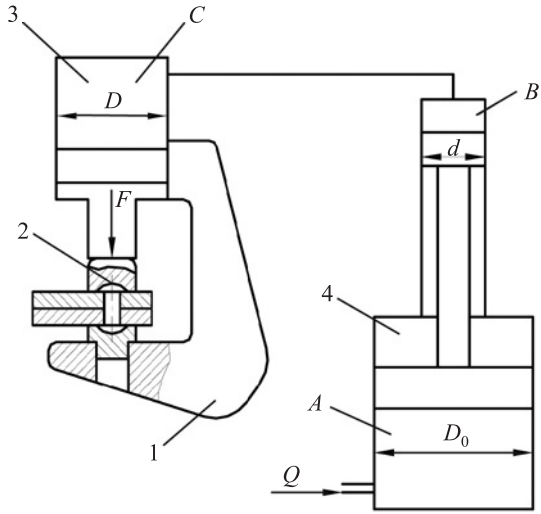
$$v = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1}{3,14 \cdot (1,6^2 - 1,4^2)} = 0,106 \text{ m/s}.$$

Atsakymas: koto skersmuo *d* = 140 mm.

2.4 uždavinys. Kniedijimo apkaboje 1 su hidrauliniu cilindru 4 (2.4 pav.), kuris atlieka stiprintuvo funkcijas, kniedė 2 slegiama jėga F = 106,1 kN. Šią jėgą išvysto hidraulinis cilindras 3, kurio skersmuo D = 100 mm. Kniedę spaudžiant į hidraulinio cilindro 3 ertmę

C iš hidraulinio stiprintuvo 4 patenka suslėgtasis skystis. Stiprintuvo ertmės A skersmuo D_0 = 200 mm, o slėgis p_0 = 0,6 MPa. Kniedijimo apkabos hidraulinio cilindro naudingumo koeficientas η_c = 0,96, o stiprintuvo η_s = 0,96.

Reikia apskaičiuoti stiprintuvo 4 slėgį ertmėje B ir skersmenį d.



2.4 pav. Kniedijimo apkaba su hidrauliniu cilindru

Sprendimas

Hidraulinio stiprintuvo 4 ertmėje A išvystoma jėga F į didžiojo cilindro stūmoklio skerspjūvį apskaičiuojama pagal (2.7) formulę, įvertinant stiprintuvo naudingumo koeficientą η_s:

$$F = p_0 \frac{\pi D_0^2}{4} \cdot \eta_s,$$

o nuo šios jėgos F slėgis stiprintuvo 4 ertmėje B lygus:

$$p = \frac{4F}{\pi d^2}.$$

Įrašę F išraišką į p lygtį ir supaprastinę gauname:

$$p = p_0 \frac{D_0^2}{d^2} \cdot \eta_s.$$

Hidraulinio stiprintuvo 4 ertmėje *B* suslėgtojo skysčio slėgis pagal Paskalio dėsnį perduodamas į hidraulinio cilindro 3 ertmę *C*. Veikdamos hidraulinio cilindro stūmoklį jis kniedijimo apkaboje išvysto 1 jėgą *F*, veikiančią kniedę 2. Ta jėga lygi:

$$F = p\frac{\pi}{4}D^2 \cdot \eta_c.$$

Į pastarąją lygtį įrašę priešpaskutiniąją *p* išraišką gauname:

$$F = p_0 \frac{\pi}{4}\frac{D_0^2 D^2}{d^2}\eta_s \eta_c.$$

Iš šios paskutiniosios formulės galima apskaičiuoti hidraulinio stiprintuvo 4 ertmės *B* stūmoklio *d* skersmenį:

$$d = \sqrt{\frac{\pi}{4}p_0 \frac{D_0^2 D^2}{F}\eta_c \eta_s}.$$

Įrašome reikšmes į paskutiniąją išraišką:

$$d = \sqrt{\frac{3{,}14}{4}\cdot 0{,}6\cdot 10^6 \cdot \frac{0{,}2^2 \cdot 0{,}1^2}{106{,}1\cdot 10^3}\cdot 0{,}96\cdot 0{,}85} = 0{,}038 \text{ m}.$$

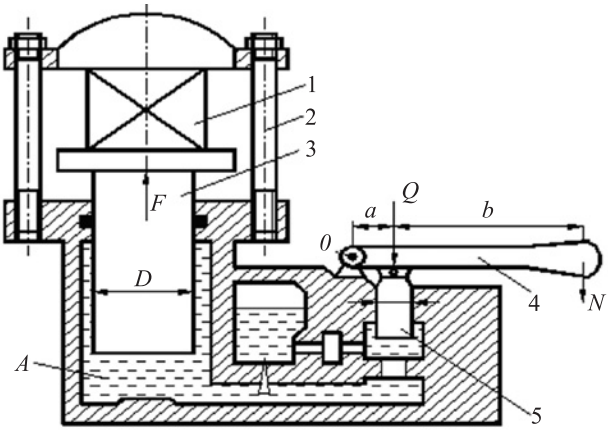
Pagal ES normas (Spruogis 2010) imame, kad $d = 0{,}04$ m = 40 mm.

Įrašome reikšmes į *p* reikšmę:

$$p = 0{,}6\cdot 10^6 \frac{0{,}2^2}{0{,}04^2}\cdot 0{,}85 = 12{,}75\cdot 10^6 \text{ Pa} = 12{,}75 \text{ MPa}.$$

Atsakymas: *d* = 40 mm, *p* = 12,75 MPa.

2.5 uždavinys. Rankinės pavaros hidraulinis presas (2.5 pav.) dirba nuo rankenos 4, kurios gale pridėta jėga $N = 250$ N. Rankenos pečių ilgiai $a = 20$ mm, $b = 180$ mm. Mažojo plunžerio 5 skersmuo $d = 10$ mm, o didžiojo – $D = 100$ mm. Preso naudingumo koeficientas $\eta = 0{,}84$. Reikia apskaičiuoti jėgą *F*, su kuria plunžeris 3 slegia ruošinį hidrauliniame prese 1.



2.5 pav. Rankinės pavaros hidraulinis presas

Sprendimas

Iš momentų, parašytų rankenos 4 sukimosi centro 0 atžvilgiu, lygybės turime:

$$Q \cdot a = N(a+b).$$

Iš pastarosios formulės apskaičiuojame jėgą Q, veikiančią plunžerį 5:

$$Q = \frac{N(a+b)}{a},$$

$$Q = \frac{250(20+180)}{20} = 2500\ \text{N}.$$

Analogiškai kaip ir 2.4 uždavinyje jėga F, veikianti ruošinį, susijusi su jėga Q, veikiančia plunžerį 5, lygybe:

$$F_{teor} = Q\frac{D^2}{d^2}.$$

Apskaičiuojame teorinę jėgą F_{teor}, kuria plunžeris 3 veikia slegiamą ruošinį hidrauliniame prese:

$$F_{teor} = 2500\frac{100^2}{10^2} = 250\ 000\ \text{N} = 250\ \text{kN}.$$

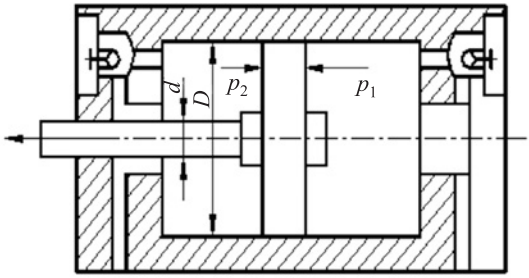
Kadangi hidraulinio preso $\eta = \dfrac{F}{F_{teor}}$, tai ieškomoji jėga

$$F = F_{teor} \cdot \eta,$$

$$F = 250 \cdot 0{,}84 = 210.$$

Atsakymas: *F* = 210 kN.

2.6 uždavinys. Reikia apskaičiuoti slėgį p_1, kurį turi sudaryti jėgos cilindro stūmoklis (2.6 pav.), kad išvystytų išilgai su kotu veikiančią jėgą F = 8000 N. Stūmoklio ir koto cilindro sandarikliuose trinties jėgos lygios 10 % slėgio į stūmoklį. Perteklinis slėgis stūmoklio kairiojoje pusėje p_2 = 0,1 MPa; D = 100 mm; d = 30 mm.



2.6 pav. Jėgos cilindras

Sprendimas

Slėgio jėga, veikianti iš dešinės, lygi $F_1 = p_1 \dfrac{\pi D^2}{4}$, turi nugalėti jėgą F = 8000 N; jėgą $F_2 = p_2 \dfrac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}$ ir trinties jėgą, lygią $T = 0{,}1\left[p_1 \dfrac{\pi D^2}{4} - p_2 \dfrac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}\right]$. Tuomet pusiausvyros lygtis yra $F_1 = F + F_2 + T$. Įrašę reikšmes gausime:

$$p_1 \frac{\pi D^2}{4} = F + p_2 \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} + 0{,}1\left[p_1 \frac{\pi D^2}{4} - p_2 \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}\right].$$

Iš šios lygties išreikškime p_1. Tuomet $p_1 = \frac{4F}{0,9\pi D^2} - p_2 \frac{d^2}{D^2}$, įrašę reikšmes gausime:

$$p_1 = \frac{4 \cdot 8000}{0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} - 0,1 \cdot 10^6 \frac{0,03^2}{0,12} = 1,123 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,123 \text{ MPa}.$$

Atsakymas: p_1 = 1,123 MPa.

2.7 uždavinys. Reikia apskaičiuoti jėgos cilindro pagrindinius darbinius parametrus remiantis tokiais duomenimis: darbinė apkrova F = 10 000 N, stūmoklio pasislinkimo didžiausias greitis v = 0,4 m/s, stūmoklio įsibėgėjimo laikas yra nuo 0 iki 0,4 m/s, Δt = 0,1 s ir slėgis p = 5 MPa.

Sprendimas

a) Stūmoklio įsibėgėjimo periodu inercijos jėga apskaičiuojama pagal formulę:

$$F_{in.} = \frac{F}{g\Delta t}(v - 0),$$

$$F_{in.} = \frac{10\ 000 \cdot 0,4}{9,81 \cdot 0,1} = 4077 \text{ N}.$$

b) Esant pastoviajam pagreičiui įsibėgėjimo kelio ilgis lygus:

$$L = \frac{F \cdot v^2}{F_{in.} \cdot 2g},$$

$$L = \frac{10\ 000 \cdot 0,4^2}{4077 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,02 \text{ m} = 20 \text{ mm}.$$

c) Bendra stūmoklio apkrova:

$$F_{st} = F + F_{in.},$$

$$F_{st} = 10\ 000 + 4077 = 14\ 077 \text{ N}.$$

d) Cilindro skersmuo lygus:

$$D = \sqrt{k \frac{4 \cdot F_{st}}{\pi p}},$$

čia k – nuostolių koeficientas; laikome, kad k = 1,4.

$$D = \sqrt{1,4\frac{4 \cdot 14\,077}{3,14 \cdot 5 \cdot 10^6}} = 0,071 \text{ m} = 71 \text{ mm}.$$

Pagal ES normas imame D = 70 mm.

e) Trinties jėgą cilindre apskaičiuojame pagal formulę:

$$T = f\pi Dbp_k;$$

čia f – trinties koeficientas (imame f = 0,2); b – sandariklio plotis (imame b = 40 mm); p – slėgis į kontaktinį paviršių (imame $p_k = 2 \cdot 10^4$ Pa). Tuomet

$$T = 0,2 \cdot 3,14 \cdot 0,07 \cdot 0,04 \cdot 2 \cdot 10^4 = 35,2 \text{ N}.$$

f) Hidraulinio cilindro, apkrauto statiniu krūviu, galia:

$$P = Fv,$$

$$P = 1000 \cdot 0,4 = 4000 \text{ W} = 4 \text{ kW}.$$

g) Galia, sunaudojama trinčiai nugalėti, yra lygi:

$$P_{tr.} = T \cdot v,$$

$$P_{tr.} = 35,2 \cdot 0,4 = 14,08 \text{ W} = 14,08 \cdot 10^{-3} \text{ kW}.$$

h) Hidraulinio cilindro naudingumo koeficientas:

$$\eta = \frac{P}{P + P_{tr.}},$$

$$\eta = \frac{4}{4 + 0,01408} = 0,996.$$

Atsakymas: F_{in} = 4077 N; L = 20 mm; D = 70 mm; T = 45,2 N; P = 4 kW; η = 0,996.

2.8 uždavinys. Reikia apskaičiuoti alyvos, esančios cilindre, tūrio pasikeitimą, kuris yra veikiamas atmosferos slėgio, kai slėgis jame padidėja iki 25 MPa. Cilindro ilgis L = 1,2 m, jo vidinis skersmuo D = 110 mm, cilindro sienelės storis δ = 1,6 mm, alyvos tamprumo modulis E_a = 1700 MPa, cilindro vamzdžio tamprumo modulis $E_v = 2 \cdot 10^5$ MPa.

Sprendimas

a) Apskaičiuojame alyvos tūrį cilindre:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L,$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}11^2}{4} 1{,}2 = 11{,}4 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3.$$

b) Alyvos redukuotas tamprumo modulis:

$$E_{ra} = \frac{E_a}{1 + E_a \dfrac{D}{\delta E_v}},$$

$$E_{ra} = \frac{1700 \cdot 10^6}{1 + 1700 \cdot 10^6 \dfrac{0{,}11}{1{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}} = 10{,}73 \cdot 10^8\ \text{Pa}.$$

c) Alyvos tūrio pokytis:

$$\Delta V = kV\Delta p,$$

čia k – suslegiamumo koeficientas; $k = \dfrac{\Delta V}{V} \Big/ \Delta p$; $k = \dfrac{1}{E_{ra}}$.

Tuomet $\Delta V = \dfrac{V}{E_{ra}} \Delta p$;

$$\Delta V = \frac{11{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^6}{10{,}73 \cdot 10^8} = 0{,}266 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3.$$

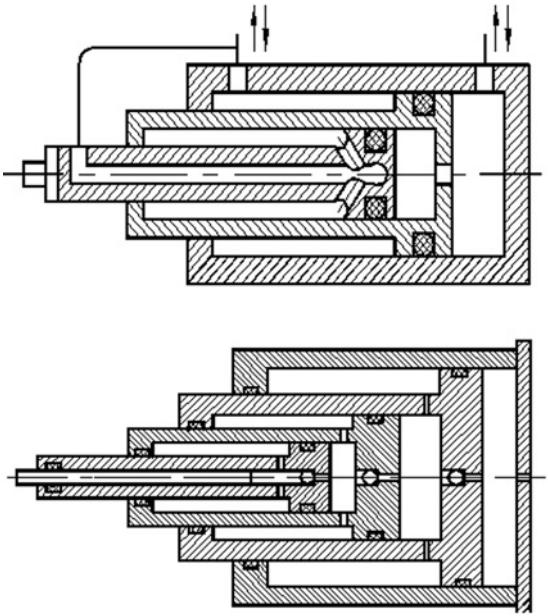
Atsakymas: $\Delta V = 0{,}266 \cdot 10^{-3}$ m^3.

Teleskopiniai cilindrai. Siekiant gauti didelę eigą, naudojami teleskopiniai cilindrai, kuriuos sudaro du arba daugiau cilindrų (2.7 pav.). Teleskopinio jėgos cilindro matmenys:

$$L_{\sum} > (x+1)L; \qquad (2.12)$$

čia x – cilindro judamų dalių (pakopų) skaičius.

Bendruoju atveju teleskopiniu cilindru laikomas toks hidraulinis cilindras, kurio stūmoklių bendroji eiga viršija cilindro korpuso ilgį. Teleskopinių cilindrų skaičiavimas pateiktas (Башта 1974).



2.7 pav. Teleskopinių jėgos cilindrų schemos

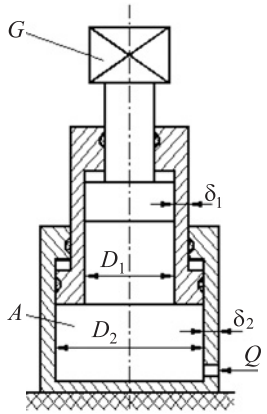
2.9 uždavinys. Reikia apskaičiuoti dviejų pakopų vienpusio veikimo teleskopinio hidraulinio cilindro (2.8 pav.) pakopų išvystomus greičius ir jėgas, kai pakopų skersmenys yra D_1 = 100 mm ir D_2 = 110 mm, tepalo slėgis ertmėje A lygus p = 5 MPa, o tepalo, patenkančio į šią ertmę, kiekis yra Q = 8 l/min.

Hidraulinio cilindro bendras naudingumo koeficientas η_b = 0,96. Sandarinama hidrauliniame cilindre – moviniais sandarikliais (todėl tūrinis naudingumo koeficientas η_t = 1,0).

Sprendimas

Atkreipkime dėmesį, kad tuomet, kai teleskopinio hidraulinio cilindro didžioji pakopa (skersmuo D_2) visiškai išstumiama, pradeda išsitraukti kita mažesnio skersmens pakopa (skersmuo D_1). Teleskopiniuose hidrauliniuose cilindruose stūmokliai įtraukiami atvirkštine tvarka: pirmiausia – mažiausio skersmens pakopa, o tuomet kita – didesnio skersmens pakopa. Nesvarbu, kelių pakopų bus telesko-

pinis cilindras, vėliausiai bus įtraukiama didžiausio skersmens pakopa. Toks teleskopinio hidraulinio cilindro veikimo principas turi įtakos teleskopiniams cilindrams skaičiuoti. Dėl to pagrindinis skaičiuojamasis skersmuo yra išorinis didžiosios pakopos skersmuo. Dviejų pakopų teleskopinio hidraulinio cilindro skaičiuojamasis skersmuo yra didžiausios pirmosios pakopos D_2 = 110 mm skersmuo.



2.8 pav. Dviejų pakopų teleskopinis hidraulinis cilindras

Teleskopinio hidraulinio cilindro greičiai skaičiuojami pagal metodiką, pateiktą literatūroje (Spruogis 2010).

Pirmosios pakopos greitis, įvertinant tūrinio naudingumo koeficientą η_t:

$$v_1 = \frac{Q\eta_t}{A_1} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_1^2}, \tag{2.13}$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 1{,}01 \text{ m/min.}$$

Antrosios pakopos greitis, įvertinant tūrinio naudingumo koeficientą η_t:

$$v_2 = \frac{Q\eta_t}{A_2} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_2^2}, \tag{2.14}$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}11^2} = 0{,}84 \text{ m/min.}$$

Teleskopinio hidraulinio cilindro pakopų išvystomos jėgos:

$$F_1 = p\frac{\pi D_1^2}{4}\eta_b, \tag{2.15}$$

$$F_1 = 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}1^2 \cdot 0{,}96 = 37\ 680 \text{ N} = 37{,}68 \text{ kN.}$$

$$F_2 = p\frac{\pi D_2^2}{4}\eta_b, \tag{2.16}$$

$$F_2 = 5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}11^2 \cdot 0{,}96 = 45\ 593 \text{ N} = 45{,}59 \text{ kN.}$$

Atsakymas: v_1 = 1,01 m/min; v_2 = 0,84 m/min; F_1 = 37,68 kN; F_2 = 45,59 kN.

2.10 uždavinys. Yra hidraulinis keltuvas, kuriame jėgą išvysto dviejų pakopų vienpusio veikimo teleskopinis hidraulinis cilindras (2.8 pav.), kurio skersmenys: D_1 = 140 mm ir D_2 = 160 mm. Visose pakopose sandarinama moviniais sandarikliais η_t = 1,0.

Reikia apskaičiuoti abiejų pakopų:

a) tepalo slėgį cilindro darbinėje ertmėje A, kai keliamas 15 t masės krovinys G;

b) krovinio G nuleidimo greitį, kai iš ertmės A išteka tepalo kiekis Q = 16 l/min.

Hidraulinio teleskopo cilindro bendras naudingumo koeficientas η_b = 0,955.

Sprendimas

Teleskopinio hidraulinio cilindro pakopų išvystomos jėgos: $F_1 = p_1\frac{\pi D_1^2}{4}\eta_b$ ir $F_2 = p_2\frac{\pi D_2^2}{4}\eta_b$. Iš čia tepalo slėgis cilindro darbinėje ertmėje A, kai keliamas krovinys G:

$$p_1 = \frac{4F}{\pi D_1^2 \eta_b},$$

čia $F = F_1 = F_2 = gG$ – krovinio svorio jėga.

$$F = 9{,}81 \cdot 15 \cdot 10^3 = 147{,}15 \cdot 10^3,\ N = 147{,}15\ \text{kN},$$

$$p_1 = \frac{4 \cdot 147{,}15 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 0{,}14^2 \cdot 0{,}955} \cong 10{,}01 \cdot 10^6\ \text{Pa} = 10{,}01\ \text{MPa}$$

ir

$$p_2 = \frac{4F}{\pi D_2^2 \eta_b},$$

$$p_2 = \frac{4 \cdot 147{,}15 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 0{,}16^2 \cdot 0{,}955} \cong 7{,}67 \cdot 10^6\ \text{Pa} = 7{,}67\ \text{MPa}.$$

Krovinio G nuleidimo greitis, kai iš ertmės A išteka tepalo kiekis Q, lygus:

$$v_1 = \frac{Q\eta_t}{A_1} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_1^2},$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}14^2} = 10{,}4\ \text{dm/min} = 1{,}04\ \text{m/min}.$$

$$v_2 = \frac{Q\eta_t}{A_2} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_2^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}16^2} = 7{,}9\ \text{dm/min} = 0{,}79\ \text{m/min}.$$

Atsakymas: a) p_1 = 10,01 MPa; p_2 = 7,67 MPa;
b) v_1 = 1,04 m/min; v_2 = 0,79 m/min.

2.11 uždavinys. Viengubo veikimo dviejų pakopų hidraulinio teleskopinio cilindro (2.8 pav.) didysis skersmuo D_2 = 200 mm, o mažesnis skersmuo D_1 = 180 mm. Hidraulinis cilindras pakelia didžiausią svorio jėgą G, kurios masė m = 30 t. Bendras cilindro naudingumo koeficientas η_b = 0,955.

Įvertinus hidraulinio cilindro medžiagą – plieną, kurio leistinieji tempimo deformacijos įtempiai σ_{adm} = 100 MPa, reikia apskaičiuoti:

a) teleskopinio hidraulinio cilindro pakopų mažiausius storius δ_1 ir δ_2;

b) pirmosios pakopos hidraulinio cilindro naujos plieninės įvorės δ_1 storį, įvertinant 3 mm užlaidą įvorės išoriniam aptekinimui ir vidiniam ištekinimui remontuojant hidraulinį cilindrą;

c) antrosios išorinės pakopos hidraulinio cilindro naujos plieninės įvorės storį δ_2, įvertinant 3 mm užlaidą išoriniam aptekinimui ir 1 mm užlaidą išorinei korozijai remontuojant hidraulinį cilindrą.

Sprendimas

a) Didžiausia svorio jėga, kurią pakelia hidraulinis cilindras, yra:

$$G = \mathrm{mg},$$

$$G = 30 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81 = 294{,}3 \cdot 10^3\ \mathrm{N} = 294{,}3\ \mathrm{kN}.$$

Teleskopinio hidraulinio cilindro stūmoklio jėga:

$$F = p_i A_i \eta_b = G.$$

Iš čia galima apskaičiuoti kiekvienos pakopos skysčio slėgius:

Pirmosios $p_1 = \dfrac{F}{A_1 \cdot \eta_b} = \dfrac{4F}{\pi D_1^2 \cdot \eta_b}$,

$$p_1 = \frac{4 \cdot 294{,}3 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 0{,}18^2 \cdot 0{,}955} = 12{,}12 \cdot 10^6\ \mathrm{Pa} \cong 12\ \mathrm{MPa}.$$

Antrosios $p_2 = \dfrac{F}{A_2 \cdot \eta_b} = \dfrac{4F}{\pi D_2^2 \cdot \eta_b}$,

$$p_2 = \frac{4 \cdot 294{,}3 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 0{,}2^2 \cdot 0{,}955} = 9{,}81 \cdot 10^6\ \mathrm{Pa} \cong 10\ \mathrm{MPa}.$$

Skaičiuojamasis slėgis lygus:

$$p_{si} = 1{,}2\, p_i,$$

$$p_{s1} = 1{,}2 \cdot p_1,$$

$$p_{s1} = 1{,}2 \cdot 12 = 14{,}4\ \mathrm{MPa},$$

$$p_{s2} = 1{,}2\, p_2,$$

$$p_{s2} = 1{,}2 \cdot 10 = 12\ \ \mathrm{MPa}.$$

Mažesnės pakopos cilindro vidinis skersmuo lygus D_{v1} = 180 mm, o spindulys R_{v1} = 90 mm; didesnės pakopos cilindro vidinis skersmuo lygus D_{v2} = 200 mm, o spindulys R_{v2} = 100 mm.

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro mažesnės ir didesnės pakopų išorinius spindulius (Spruogis 1991).

$$R_{i1} = R_{v1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0,4 p_{s1}}{\sigma_{adm} - 1,3 p_{s1}}},$$

$$R_{i1} = 0,09 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot 10^6 + 0,4 \cdot 14,4 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6 - 1,3 \cdot 14,4 \cdot 10^6}} \cong 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm},$$

$$R_{i2} = R_{v2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0,4 p_{s2}}{\sigma_{adm} - 1,3 p_{s2}}},$$

$$R_{i1} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot 10^6 + 0,4 \cdot 12 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6 - 1,3 \cdot 12 \cdot 10^6}} \cong 0,111 \text{ m} = 111 \text{ mm}.$$

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro pakopų mažiausius storius δ_1 ir δ_1:

$$\delta_1 = R_{i1} - R_{v1},$$

$$\delta_1 = 100 - 90 = 10 \text{ mm}.$$

$$\delta_2 = R_{i2} - R_{v2},$$

$$\delta_2 = 111 - 100 = 11 \text{ mm}.$$

b) Skaičiuojame slėgį pirmojoje pakopoje:

$$p_1 = \frac{F}{A_1 \cdot \eta_b} = \frac{4F}{\pi D_{v1}^2 \cdot \eta_b},$$

čia D_{v1} – pirmosios pakopos vidinis skersmuo su 3 mm užlaida lygus D_{v1} = 186 mm.

$$p_1 = \frac{4 \cdot 294,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,186^2 \cdot 0,955} = 11,35 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cong 11,35 \text{ MPa}.$$

Skaičiuojamasis slėgis p_1 lygus:

$$p_{s1} = 1,2 p_1 = 1,2 \cdot 11,35 = 13,62 \text{ MPa}.$$

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro mažesnės pakopos išorinį spindulį nevertindami 3 mm užlaidos įvorei išoriškai aptekinti (Spruogis 1991).

$$R_{i1} = R_{v1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\min} + 0,4 p_{s1}}{\sigma_{\min} - 1,3 p_{s1}}},$$

$$R_{i1} = 0,093 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot 10^6 + 0,4 \cdot 13,62 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6 - 1,3 \cdot 13,62 \cdot 10^6}} \cong 0,105\,\text{m} = 105\,\text{mm}.$$

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro mažesnės pakopos išorinį spindulį įvertindami 3 mm užlaidą įvorei išoriškai aptekinti:

$$R_{i1}^* = R_{i1} + 3\ \text{mm},$$

$$R_{i1}^* = 105 + 3 = 108\ \text{mm}.$$

Skaičiuojame pirmosios pakopos hidraulinio cilindro naujos plieninės įvorės δ_1 storį įvertinę 3 mm užlaidą įvorei išoriškai aptekinti ir vidiniam ištekinimui remontuojant hidraulinį cilindrą:

$$\delta_1^* = R_{i1}^* - R_{vi},$$

$$\delta_1^* = 108 - 93 = 15\,\text{mm}.$$

c) Skaičiuojame slėgį antrojoje pakopoje:

$$p_2 = \frac{F}{A_2 \cdot \eta_b} = \frac{4F}{\pi D_{v2}^2 \cdot \eta_b},$$

$$p_2 = \frac{4 \cdot 294,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,955} = 9,81 \cdot 10^6\ \text{Pa} \cong 9,81\,\text{MPa}.$$

Skaičiuojamasis slėgis lygus:

$$p_{s2} = 1,2 p_2,$$

$$p_{s2} = 1,2 \cdot 9,81 = 11,78\ \text{MPa}.$$

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro didesnės pakopos išorinį spindulį neįvertindami 3 mm užlaidos įvorei išoriškai aptekinti ir 1 mm užlaidos išorinei korozijai remontuojant hidraulinį cilindrą (Spruogis 1991).

$$R_{i2} = R_{v2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0,4 p_{s2}}{\sigma_{adm} - 1,3 p_{s2}}},$$

$$R_{i2} = 0,09 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot 10^6 + 0,4 \cdot 11,78 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6 - 1,3 \cdot 11,78 \cdot 10^6}} \cong 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm}.$$

Skaičiuojame teleskopinio hidraulinio cilindro didesnės pakopos išorinį skersmenį įvertindami 3 mm užlaidą įvorei išoriškai aptekinti ir 1 mm užlaidą išorinei korozijai remontuojant hidraulinį cilindrą:

$$R_{i2}^* = R_{i2} + (3+1) \text{ mm},$$

$$R_{i2}^* = 100 + 3 + 1 = 104 \text{ mm}.$$

Skaičiuojame antrosios pakopos hidraulinio cilindro naujos plieninės įvorės δ_2 storį įvertindami 3 mm užlaidą įvorei išoriškai aptekinti ir 1 mm užlaidą išorinei korozijai remontuojant hidraulinį cilindrą:

$$\delta_1^* = R_{i1}^* - R_{vi},$$

$$\delta_1^* = 104 - 90 = 14 \text{ mm}.$$

Atsakymas: a) δ_1 = 10 mm; δ_2 = 11 mm,
b) δ_1^* = 15 mm,
c) δ_2^* = 14 mm.

2.12 uždavinys. Vienpusio veikimo dviejų pakopų hidraulinio teleskopinio cilindro (2.8 pav.) pirmosios pakopos skersmuo D_1 = 100 mm, eiga l_1 = 500 mm, o antrosios pakopos skersmuo D_2 = 110 mm, eiga l_2 = 400 mm. Sandarinimas moviniais sandarikliais $(\eta_t = 1,0)$.

Naudojant tepalo kiekį $Q = 8$ l/min, reikia apskaičiuoti krovinio G viso pakėlimo vidutinį greitį $v_{vid.}$. Visas pakėlimas vyksta, kai abi teleskopinio cilindro pakopos pripildytos tepalo.

Sprendimas

a) Apskaičiuojame pirmosios ir antrosios pakopų kėlimo laikus t_1 ir t_2:

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1}, \quad t_2 = \frac{l_2}{v_2},$$

čia l_1, l_2 – eigos; v_1, v_2 – greičiai, kuriais išstumiamos hidraulinio cilindro pakopos, kai tepalo kiekis Q ertmėje A.

b) Greičiai lygūs:

$$v_1 = \frac{Q\eta_t}{A_1} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_1^2},$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 1{,}02 \text{ m/min},$$

$$v_2 = \frac{Q\eta_t}{A_2} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_2^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3{,}14 \cdot 0{,}11^2} = 0{,}84 \text{ m/min}.$$

c) Tuomet laikai t_1 ir t_2 lygūs:

$$t_1 = \frac{0{,}5}{1{,}02} = 0{,}49 \text{ min} = 29{,}4 \text{ s},$$

$$t_2 = \frac{0{,}4}{0{,}84} = 0{,}476 \text{ min} = 28{,}6 \text{ s}.$$

d) Bendra teleskopinio hidraulinio cilindro eiga 1, iškeliant krovinį G į reikiamą aukštį, lygi:

$$l = l_1 + l_2,$$

$$l = 500 + 400 = 900 \text{ mm} = 0{,}9 \text{ m}.$$

e) Abiejų pakopų iškėlimo suminis laikas t lygus:

$$t = t_1 + t_2,$$

$$t = 0{,}49 + 0{,}476 = 0{,}966 \text{ min} = 57{,}96 \text{ s}.$$

f) Vidutinis krovinio G kėlimo greitis $v_{vid.}$ hidrauliniu teleskopiniu cilindru:

$$v_{vid.} = \frac{l}{t},$$

$$v_{vid.} = \frac{0{,}9}{0{,}966} = 0{,}93 \text{ m/min}.$$

Atsakymas: $v_{vid.}$ = 0,93 m/min.

2.13 uždavinys. Viengubo veikimo keturių pakopų teleskopiniame hidrauliniame cilindre pirmosios mažiausios pakopos skersmuo yra 100 mm, o skirtumas tarp kitų gretimų didesnio skersmens pakopų – 10 mm. Visų teleskopinio hidraulinio cilindro pakopų sandarinimas – moviniais sandarikliais $\left(\eta_t = 1,0\right)$.

Reikia apskaičiuoti teleskopinio hidraulinio cilindro visų pakopų išstūmimo ilgių vidutinį greitį, kai naudojamo tepalo kiekis Q = 16 l/min ir eiga:

a) teleskopinio hidraulinio cilindro kiekvienos pakopos eiga yra po 0,4 m;

b) teleskopinio hidraulinio cilindro kiekvienos pakopos eiga, pradedant nuo mažesnio skersmens pakopos atitinkamai yra: 450 mm, 430 mm, 410 mm ir 400 mm.

Sprendimas

a) Apskaičiuojame kiekvienos pakopos greičius:

$$v_1 = \frac{Q\eta_t}{A_1} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_1^2},$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,04 \text{ m/min},$$

$$v_2 = \frac{Q\eta_t}{A_2} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_2^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,11^2} = 1,68 \text{ m/min},$$

$$v_3 = \frac{Q\eta_t}{A_3} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_3^2},$$

$$v_3 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,12^2} = 1,42 \text{ m/min},$$

$$v_4 = \frac{Q\eta_t}{A_4} = \frac{4Q\eta_t}{\pi D_4^2},$$

$$v_4 = \frac{4 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 1}{3,14 \cdot 0,13^2} = 1,21 \text{ m/min}.$$

b) Visų cilindro pakopų išstūmimo ilgių vidutinis greitis:

$$v_{vid.} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4}{4},$$

$$v_{vid.} = \frac{2,04 + 168 + 1,42 + 1,21}{4} = 1,59 \text{ m/min.}$$

c) Bendra visų pakopų eiga:

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4,$$

$$l = 0,45 + 0,43 + 0,41 + 0,40 = 1,69 \text{ m.}$$

d) Kiekvienos pakopos plunžerio išstūmimo laikas:

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1},$$

$$t_1 = \frac{0,45}{2,04} = 0,22 \text{ min} = 13,2 \text{ s.}$$

$$t_2 = \frac{l_2}{v_2},$$

$$t_2 = \frac{0,43}{1,68} = 0,256 \text{ min} = 15,4 \text{ s.}$$

$$t_3 = \frac{l_3}{v_3},$$

$$t_3 = \frac{0,410}{1,42} = 0,289 \text{ min} = 17,3 \text{ s.}$$

$$t_4 = \frac{l_4}{v_4},$$

$$t_4 = \frac{0,400}{1,21} = 0,331 \text{ min} = 19,8 \text{ s.}$$

e) Visų cilindro pakopų išstūmimo ilgių suminis laikas:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

$$t = 0,220 + 0,256 + 0,289 + 0,331 = 1,096 \text{ min.}$$

f) Viso teleskopinio cilindro pakopų išstūmimo vidutinis greitis:

$$v_{vid.c} = \frac{l}{t},$$

$$v_{vid.c} = \frac{1,69}{1,096} = 1,54 \text{ m/min.}$$

Atsakymas: $v_{vid.}$ = 1,59 m/min; $v_{vid.c}$ = 1,54 m/min.

3. DINAMINĖS HIDRAULINĖS MAŠINOS

Dinaminės hidraulinės mašinos skirstomos į siurblius ir hidraulinius variklius. Nagrinėsime išcentrinius ir ašinius dinaminius siurblius, kurie plačiausiai naudojami praktikoje.

Vienas iš pagrindinių išcentrinio siurblio charakteristikų yra siurbimo aukštis H_s, kuris išreiškiamas taip:

$$H_s = H_v - \frac{v_s^2}{2g}, \tag{3.1}$$

čia H_v – vakuuminis aukštis, kuris lygus $H_v = \frac{p_v}{\rho g}$; p_v – vakuuminis slėgis, matuojamas vakuummetru įsiurbimo linijoje; v_s – siurbimo greitis.

Konstruojant galingus siurblius, apskaičiuoti jų parametrus tikslinga pagal panašumo kriterijus. Įvairias mentinių siurblių grupes galima sujungti pagal geometrinio panašumo principą (Spruogis 1991).

Geometriškai panašiems natūralaus dydžio ir siurblio modelio siurbliaračiams turi būti proporcingi šie dydžiai:

$$\frac{d_n}{d_m} = \frac{D_n}{D_m} = \frac{b_n}{b_m} = a_e, \tag{3.2}$$

čia d_n, D_n, b_n – natūralaus dydžio siurblio stebulės ir išorinės menčių galų atitinkami skersmenys d_n ir D_n ir stebulės plotis b_n; d_m, D_m, b_m – siurblio modelio atitinkami parametrai; a_n – linijinis panašumo mastelis.

Geometriškai panašių siurblių turi būti lygūs kampai, apibūdinantys menčių formą (β), taip pat vienodas menčių skaičius z.

Kinematiškai panašių siurblių visų greičių lygiagretainiai turi būti panašūs, t, y.

$$\frac{v_n}{v_m} = \frac{\omega_n}{\omega_m} = \frac{u_n}{u_m} = a_e \frac{n_n}{n_m}, \tag{3.3}$$

čia v_n, ω_n, u_n, – natūralaus dydžio siurblio atitinkamai absoliutus, reliatyvinis ir apskritiminis greičiai; v_m, ω_m, u_m – siurblio modelio atitinkamai analogiški greičiai; n_n, n_m – natūralaus dydžio ir siurblio modelio sukimosi dažniai.

Panašių siurblių, dirbančių panašiu režimu, našumas proporcingas linijiniam panašumo masteliui trečiuoju laipsniu, taip pat sukimosi dažniui

$$\frac{Q_n}{Q_m} = a_e^3 \frac{n_n}{n_m}. \tag{3.4}$$

Panašių siurblių, dirbančių panašiu režimu, slėgio aukštis proporcingas linijiniam panašumo masteliui antruoju laipsniu ir sukimosi dažnių santykiui antruoju laipsniu

$$\frac{H_n}{H_m} = a_e^2 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^2. \tag{3.5}$$

Panašių siurblių, dirbančių panašiu režimu, galios proporcingos linijiniam panašumo masteliui penktuoju laipsniu, sukimosi dažniui trečiuoju laipsniu ir perpumpuojamo skysčio lyginamajam svoriui

$$\frac{P_n}{P_m} = a_e^5 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^3 \frac{\gamma_n}{\gamma_m}. \tag{3.6}$$

Siurblio greitaeigiškumo koeficientas n_g apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$n_g = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \tag{3.7}$$

čia n – siurbliaračio sukimosi dažnis sūk/min; Q – siurblio našumas m^3/s; H – siurblio slėgio aukštis m, kai n_{max}.

Ašiniu siurbliu sukuriamą skysčio slėgį H apytiksliai galima skaičiuoti pagal formulę

$$H = \frac{u_2^2}{2gk_s^2}, \tag{3.8}$$

čia u_2 – siurbliaračio menčių išorinis apskritiminis greitis; k_s – slėgio koeficientas, kuris priklauso nuo greitaeigiškumo koeficiento; apytiksliai gali būti lygus $k_s \approx 0,0244 n_g^{2/3}$.

Ašinio siurblio idealus našumas

$$Q_i = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) v_a, \tag{3.9}$$

čia D – siurbliaračio išorinis skersmuo; d – stebulės skersmuo, gali būti (0,4÷0,5)D; v_a – ašinis greitis.

$$v_a = k_v \sqrt{2gH}, \tag{3.10}$$

čia k_v – greičio koeficientas, $k_s \approx 0{,}055 n_g^{2/3}$; H – siurblio slėgio aukštis, m.

Siurbliaračio išorinį skersmenį galima apskaičiuoti pagal šią pusiau empirinę formulę:

$$D = k\sqrt[3]{Q / n}, \tag{3.11}$$

čia k – koeficientas, lygus 5÷5,2; n – sukimosi dažnis, sūk/min.

Sūkurinio siurblio slėgio aukštis priklauso nuo skysčio tekėjimo apskritiminio greičio

$$u = \frac{\pi D n}{60} \tag{3.12}$$

ir skaičiuojamas pagal formulę:

$$H = \psi \frac{u^2}{2g}, \tag{3.13}$$

čia ψ – koeficientas, apytiksliai lygus 2,5÷5,5; D – išorinis siurbliaračio skersmuo, m; n – siurbliaračio dažnis, sūk/min.

UŽDAVINIAI

3.1 uždavinys. Koks turi būti išcentrinio siurblio benzino siurbimo greitis v_s, kai vakuuminis slėgis p_v = 0,08 MPa, benzino tankis ρ = 900 kg/m^3, siurbimo aukštis H_s = 2,8 m.

Sprendimas

• Išcentrinio siurblio siurbimo aukštis pagal (3.1) formulę apskaičiuojamas taip:

$$H_s = H_v - \frac{v_s^2}{2g},$$

čia g – pagreitis; g = 9,81 m/s^2.

• Surandame vakuuminį aukštį:

$$H_v = \frac{p_v}{\rho g},$$

$$H_v = \frac{0{,}08 \cdot 10^6}{900 \cdot 9{,}81} = 9{,}06 \text{ m}.$$

• Iš (3.1) formulės apskaičiuojame v_s:

$$v_s = \sqrt{2g\left(H_v - H_s\right)},$$

$$v_s = \sqrt{29{,}81\left(9{,}06 - 2{,}8\right)} = \sqrt{122{,}82} = 11{,}08 m/s.$$

Atsakymas: Išcentrinio siurblio siurbimo greitis v_s = 11,08 m/s.

3.2 uždavinys. Pagal panašumo teoriją apskaičiuokite natūralaus išcentrinio siurblio išvystomą našumą Q_n, slėgio aukštį H_n, galią P_n, kai natūralaus siurblio skersmuo D_n = 2000 mm, sūkiai n_n = 3000 sūk/min, o siurblio maketo D_m = 200 mm, n_m = 1000 sūk/min, našumas Q_m = 80 m^3/h, aukštis H_m = 10 m, P_m = 5 kW.

Sprendimas

• Apskaičiuojame linijinį mastelį pagal (3.2) formulę:

$$a_e = \frac{D_n}{D_m},$$

$$a_e = \frac{2000}{200} = 10.$$

• Natūralaus siurblio našumas apskaičiuojamas iš panašių siurblių našumo išraiškos (3.4):

$$Q_n = Q_m a_e^3 \frac{n_n}{n_m},$$

$$Q_n = 80 \cdot 10^3 \cdot \frac{3000}{1000} = 24 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h}.$$

• Natūralaus siurblio išvystomas slėgio aukštis apskaičiuojamas iš panašių siurblių slėgio išraiškos (3.5):

$$H_n = H_m a_e^2 \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2,$$

$$H_n = 10 \cdot 10^2 \left(\frac{3000}{1000}\right)^2 = 9 \cdot 10^3 \text{ m}.$$

• Natūralaus siurblio galia apskaičiuojama iš panašių siurblių galios išraiškos (3.6):

$$P_n = P_m \cdot a_e^5 \left(\frac{n_n}{n_m} \right)^3,$$

$$P_n = 5 \cdot 10^5 \left(\frac{3000}{1000} \right)^3 = 135 \cdot 10^5 \text{ kW}.$$

Atsakymas: $Q_n = 24 \cdot 10^3$ m^3/h; $H_n = 9 \cdot 10^3$ m; $P_n = 135 \cdot 10^5$ kW.

3.3 uždavinys. Apskaičiuoti ašinio siurblio našumą Q, kurio sūkiai n = 2980 sūk/min, siurblio siurbliaračio išorinis skersmuo D = 400 mm, greitaeigiškumo koeficientas n_g = 100.

Sprendimas:

• Apskaičiuojame siurbliaračio išorinį apskritiminį greitį u pagal (3.12) formulę:

$$u = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000},$$

$$u = \frac{3{,}14 \cdot 400 \cdot 2980}{60 \cdot 1000} = 62{,}38 \ \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

• Apskaičiuojame siurblio sukuriamą slėgio aukštį H pagal (3.8) formulę:

$$H = \frac{u^2}{2 g k_s^2},$$

čia k_s – slėgio koeficientas, kuris lygus:

$$k_s = 0{,}0244 n_g^{2/3},$$

tada $k_s = 0{,}0244 \cdot \sqrt[3]{100^2} = 0{,}0244 \cdot 21{,}54 = 0{,}526,$

$$g = 9{,}81 \frac{m}{s^2},$$

$$H = \frac{(62{,}38)^2}{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}526} = 377{,}06 \text{ m}.$$

• Ašinio siurblio idealus našumas apskaičiuojamas pagal (3.9) formulę:

$$Q_i = \frac{\pi}{4} \left(D^2 - d^2 \right) v_a,$$

čia $d = (0{,}4 \div 0{,}5)$, D – stebulės skersmuo (Spruogis 1991).

Tariame, kad $d = 0,45 \cdot D$. Tada $d = 0,45 \cdot 400 = 180$ mm.

v_a – ašinis greitis apskaičiuojamas pagal (3.10) formulę:

$$v_a = k_v \sqrt{2gH},$$

čia $k_v = 0,055 n_g^{2/3}$ – greičio koeficientas (Spruogis 1991).

$$k_v = 0,055 \cdot 100^{\frac{2}{3}} = 0,055 \cdot \sqrt[3]{100^2} = 0,055 \cdot 21,54 = 1,18,$$

$$v_a = 1,18\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 377,06} = 1,18 \cdot 86,01 = 101,49 \ \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

$$Q_i = \frac{3,14}{4}\left(0,400^2 - 0,180^2\right) \cdot 101,49 = 10,166 \text{ m}^3/\text{s}.$$

• Realus siurblio našumas:

$$Q = Q_i \cdot \eta,$$

čia η – naudingumo koeficientas $\eta = 0,77 \div 0,88$ (Spruogis 1991). Tariame, kad $\eta = 0,8$.

$$Q = 10,166 \cdot 0,8 = 8,13 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Atsakymas: ašinio siurblio išvystomas našumas yra $Q = 8,13$ m³/s.

3.4 uždavinys. Apskaičiuoti sukūrinio siurblio išvystomą slėgio aukštį H, kai siurblio siurbliaračio išorinis skersmuo D = 100 mm, o sūkiai n = 1440 sūk/min.

Sprendimas

• Sukūrinio slėgio išvystomas slėgio aukštis apskaičiuojamas pagal (3.13) formulę:

$$H = \Psi \frac{u^2}{2g},$$

čia Ψ – koeficientas, kuris lygus Ψ = 2,5–5,5 (Spruogis 1991). Laikome, kad $\Psi = 4$; u – skysčio tekėjimo apskritiminis greitis:

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

$$u = \frac{3,14 \cdot 0,1 \cdot 1440}{60} = 7,536 \text{ m/s},$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2,$$

tada

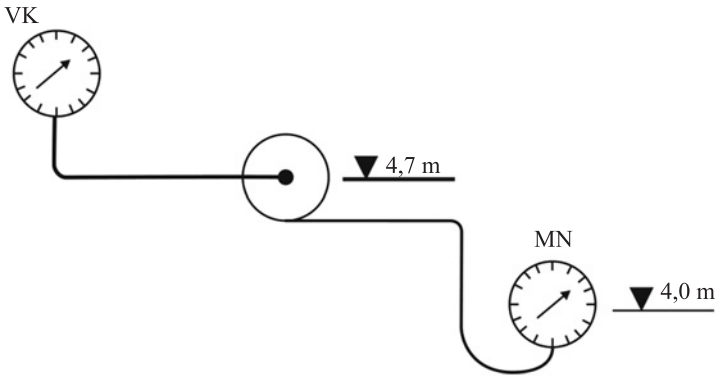
$$H = 4\frac{(7,536)^2}{2 \cdot 9,81} = 11,578 \text{ m.}$$

Atsakymas: sūkurinio siurblio išvystomas slėgio aukštis *H* = 11,578 m.

3.5 uždavinys. Apskaičiuoti išcentrinio siurblio išvystomą slėgio aukštį *H*, kuris pumpuoja benziną. Benzino tūrio vieneto sunkio jėga γ_b = 7500 N/m^3. Siurbimo ir slėgio vamzdžių skerspjūviai vienodi, t. y. $d_s = d_p$. Tada ir greičiai $v_s = v_p$. Gyvsidabrio tūrio vieneto sunkio jėga $\gamma_{gyv} = 136 \cdot 10^3$ N/m^3. Vakuumetro VK rodmuo $h'_v = 300$ mm gyvsidabrio stulpelio aukščio. Išcentrinis siurblys prijungtas h_s = 4,7 m aukštyje, o manometras – *MN* = 4,0 m aukštyje. Manometro rodmuo p_m = 0,2 MPa.

Sprendimas

• Nubraižome schemą (3.1 pav.):



3.1 pav. Išcentrinio siurblio prijungimo schema

• Manometro rodmenys išreikšti benzino stulpo aukščiu:

$$h_m = \frac{p_m}{\gamma_{benz}},$$

$$h_m = \frac{0,2 \cdot 10^6}{7500} = 26,7 \text{ m. benz. st. a.}$$

• Vakuummetro benzino stulpo aukščio rodmenys:

$$h_v = h'_v \frac{\gamma_{gyv}}{\gamma_{benz}},$$

$$h_v = 0,3\frac{136000}{7500} = 5,4 \text{ m. benz. st. a.}$$

• Manometro ir vakuummetro prijungiamų aukščių skirtumas:

$$\Delta h_{mn-vk} = h_p - h_s,$$

$$\Delta h_{mn-vk} = 4 - 4,7 = -0,7 \text{ m.}$$

• Išcentrinio siurblio išvystomo slėgio aukštis:

$$H = h_m + h_v + \Delta h_{mn-vk} + \frac{v_p^2 - v_s^2}{2g},$$

kadangi $d_s = d_p$, *tai* $v_p - v_s = 0$,
tada:

$$H = h_m + h_v + \Delta h_{mn-vk},$$

$$H = 26,7 + 5,4 - 0,7 = 31,4 \text{ m benz. st. a.}$$

Atsakymas: išcentrinio siurblio išvystomas slėgio aukštis *H* = 31,4 m benz. st. a.

3.6 uždavinys. Naudojantis 3.5 uždavinio sąlygos duomenimis apskaičiuoti išcentrinio siurblio naudingą ir visą faktinę galią, kai jo našumas Q = 360 m^3/h. Jo naudingumo koeficientai tokie: mechaninis – η_m = 0,99 ; hidraulinis – η_h = 0,86; tūrinis – η_t = 0,9.

Sprendimas

• Siurblio naudingoji galia:

$$P_n = Q\gamma_{benz.}H,$$

$$P_n = 360 \cdot 7500 \cdot 3,14 = 84,78 \cdot 10^6 \frac{\text{Nm}}{\text{h}} = 84,78\frac{10^6}{36 \cdot 10^2} = 23,55 \text{ kW}.$$

• Siurblio naudingumo koeficientas:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_t,$$

$$\eta = 0,99 \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 0,77.$$

• Siurblio visa faktinė galia:

$$P_f = \frac{P}{\eta},$$

$$P_f = \frac{23,55}{0,77} = 30,58 \text{ kW}.$$

Atsakymas: P_n = 23,55 kW, P = 30,58 kW.

3.7 uždavinys. Naudojantis 3.5 ir 3.6 uždavinių sąlygų duomenimis, apskaičiuoti išcentrinio siurblio siurbliaračio sūkius, kai jo išėjimo taško apskritiminis greitis u_2 = 15 m/s, o skersmuo D_2 = 0,2 m.

Sprendimas

• Siurbliaračio apskritiminis greitis yra lygus:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Iš čia:

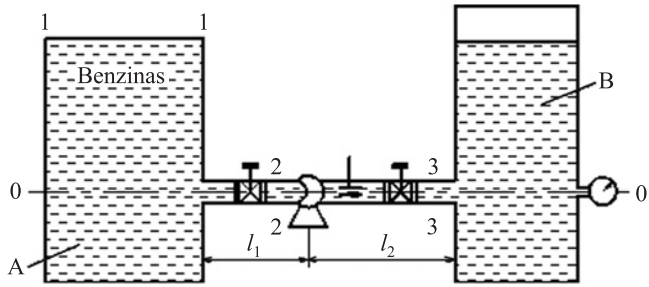
$$n = \frac{60 u_2}{\pi D_2},$$

$$n = \frac{60 \cdot 15}{3,14 \cdot 0,2} = 1433,1 \text{ sūk/min}.$$

Šiuos sūkius parenkame pagal standartinius variklio sūkius, t. y. n = 1450 sūk/min.

Atsakymas: išcentrinio siurblio siurbliaračio sūkiai yra n = 1450 sūk/min.

3.8 uždavinys. Išcentrinis siurblys pumpuoja benziną iš talpyklos A į talpyklą B (3.2 pav.). Benzino lygis talpykloje A lygus H = 20 m. Apskaičiuoti išcentrinio siurblio siurbimo aukštį H_S, slėgio aukštį ir slėgį, išmatuotą siurblio slėgio vamzdyje. Išeities duomenys tokie: siurblio išvystomas našumas $Q = 6,13 \cdot 10^{-3}$ m³/s, vamzdyno skersmuo d = 0,05 m; benzino tankis ρ = 810 kg/m³; benzino kinematinė klampa $\nu = 2,7 \cdot 10^{-6}$ m²/s; slėgio nuostolių koeficientai vietiniams pasipriešinimams nugalėti: benzino įtekėjimo vamzdžio pradžioje $\zeta_{it} = 0,5$; ištekėjimo vamzdžio gale $\zeta_{iš} = 1$; čiaupo $\zeta_č = 0,17$; sklendės $\zeta_{sk} = 2$. Įsiurbimo vamzdyno ilgis l_1 = 6,5 m, o slėgio vamzdyno ilgis l_2 = 116 m; manometro M rodmenys $p_M = 3,5 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}$.



3.2 pav. Benzino pumpavimo iš talpyklų išcentriniu siurbliu schema

Sprendimas

• Išvesime palyginamąją plokštumą O–O per vamzdyno centrinę ašį. Skerspjūvis 1–1 parodo benzino talpyklos A laisvąjį paviršių; skerspjūvis 2–2 eina per centrinę išcentrinio siurblio ašį.

• Apskaičiuosime siurblio siurbimo aukštį. Užrašome Bernulio lygtį skerspjūviams 1–1 ir 2–2 :

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + a_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + a_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2},$$

čia $h_1 = H$; $p_1 = p_{atm}$; $v_1 = 0$; $h_2 = 0$.

• Slėgio nuostoliai susideda iš slėgio nuostolių vamzdyno ilgyje (h_v) ir suminių nuostolių dėl vietinių pasipriešinimų ($h_{v.p.}$), t. y. $h_{1-2} = h_v + h_{v.p.}$

$$h_v = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

$$h_{v.p.} = \left(\zeta_{įt} + \zeta_{č}\right) \frac{v^2}{2g},$$

čia

$$v = v_2 = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 6{,}13 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}05^2} = 3{,}12 \text{ m/s}.$$

• Apskaičiuojame benzino tekėjimo režimą pagal Reinoldso skaičių:

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}, \ \mathrm{Re} = \frac{3{,}12 \cdot 0{,}05}{2{,}7 \cdot 10^{-6}} = 57\ 777.$$

Kadangi $\mathrm{Re} = 57\ 777 > \mathrm{Re}_{kr} = 2320$, tai benzino pumpavimo režimas yra turbulentinis.

• Laikome, kad vamzdynas hidrauliškai yra lygus, tuomet Darsi koeficientas (hidraulinės trinties koeficientas) λ skaičiuojamas pagal Blaziuso formulę:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}},$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{57\ 777}} = \frac{0,3164}{15,5} = 0,02.$$

• Tuomet išcentrinio siurblio siurbimo aukštis H_S apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$H_S = \frac{p_2}{\rho g} = H - a_2 \frac{v_2^2}{2g} - \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\check{i}t} + \zeta_{\check{c}}\right)\frac{v^2}{2g},$$

$$H_S = 20 - 1 \cdot \frac{3,12^2}{2 \cdot 9,81} - \left(0,02\frac{6,5}{0,05} + 0,5 + 0,17\right)\frac{3,12^2}{2 \cdot 9,81} = 20 - 0,496 -$$

$$-(2,6 + 0,67) \cdot 0,496 = 17,88 \text{ m},$$

čia $a_2 = \zeta_{i\check{s}} = 1$.

• Išcentrinio siurblio išvystomą slėgį išmatuojame manometru M, kuris rodo slėgį benzino ištekėjimo vamzdžio lygiu į talpyklą B:

$$H_{Sl.} = \frac{p_M}{\rho g},$$

$$H_{Sl.} = \frac{3,15 \cdot 10^4}{810 \cdot 9,81} = 4,4m.$$

• Norėdami nustatyti perteklinį benzino slėgį ištekėjimo vamzdžio skerspjūvyje 2–2 ir talpyklos B laisvajame paviršiuje, užrašome tokio pavidalo Bernulio lygtį:

$$h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + a_2 \frac{v^2}{2g} = h_3 + \frac{p_3}{\rho g} + a_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{3-3},$$

čia $h_2 = 0,\ p_2 = p_{pertek.},\ h_3 = H_{sl.},\ p_3 = 0,\ h_{3-3} = h_v + h_{v.p},$

$$h_v = \lambda \frac{l}{d}\frac{v^2}{2g};\ h_v = h_{sk} + h_{\check{c}} + h_{i\check{s}} = \left(\zeta_{sk} + \zeta_{\check{c}} + \zeta_{i\check{s}}\right)\frac{v^2}{2g}.$$

Tada

$$p_{pert.ia.} = \rho g\left[H_{sl} + a_3\frac{v_3^2}{2g} + \left(\lambda\frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right)\frac{v_3^2}{2g} - a_3\frac{v_3^2}{2g}\right] =$$

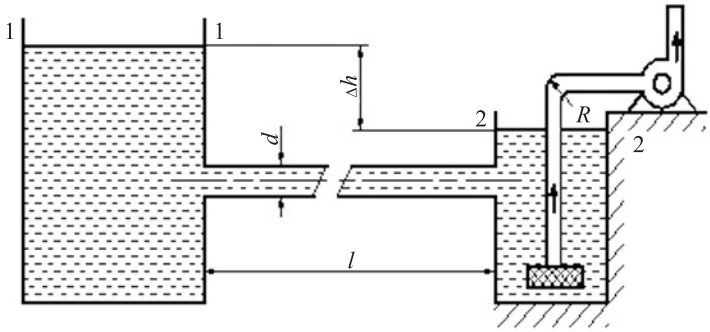
$$= \rho g\left[H_{sl} + \left(\lambda\frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right)\frac{v_3^2}{2g}\right],$$

$$p_{pert.ia.} = 810\cdot 9{,}81\left[4{,}4 + \left(0{,}02\frac{11{,}6}{0{,}05} + 2 + 0{,}17 + 1\right)\frac{3{,}12^2}{2\cdot 9{,}81}\right] =$$

$$= 0{,}66\cdot 10^5\,\frac{N}{m^2}.$$

Atsakymas: H_S = 17,88 m; H_{sl} = 4,4 m, $p_{pert.iš}$ = 0,66 · 10^5 N/m².

3.9 uždavinys. Išcentrinis siurblys, kurio našumas $Q = \frac{0{,}01\ \text{m}^3}{\text{s}}$, pumpuoja vandenį iš šulinio ketiniu vamzdžiu, kurio skersmuo d = 150 mm, o ilgis l = 100 m (3.3 pav.). Vandens temperatūra talpykloje 20 °C. Apskaičiuoti vandens lygio Δh kritimą vandens talpykloje ir šulinyje.



3.3 pav. Vandens talpyklos schema

Sprendimas

• Užrašome Bernulio lygtį 1–1 ir 2–2 skerspjūviuose, laikydami vandens lygį 2–2 šulinyje kaip lyginamą plokštumą:

$$p_1 + \rho\frac{v_1^2}{2} + \rho g\Delta h = p_2 + \rho\frac{v_2^2}{2} + \Delta p_n,$$

čia p_1 ir p_2 – slėgis. Jei $p_1 = p_2$ ir greičiai v_1 ir v_2 yra $v_1 \sim v_2 = 0$, tada nuostoliai $\Delta p_n = \rho g\Delta h$.

- Slėgio nuostoliai vamzdyje (Башта 1974) lygūs:

$$\Delta\rho_n = \left(\lambda\frac{l}{d} + \sum\zeta\right)\frac{\rho v^2}{2}.$$

- Vamzdyje tekančio skysčio greitis:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

$$v = \frac{4\cdot 0{,}01}{3{,}14\cdot 0{,}15^2} = 0{,}565 \text{ m/s}.$$

• Reinoldso skaičius, kai $\vartheta = 1{,}01\cdot 10^{-6}$ m^2/s paimta iš lentelių (Примеры расчетов по гидравлике 1976):

$$\mathrm{Re} = \frac{v\cdot d}{\vartheta},$$

$$\mathrm{Re} = \frac{0{,}565\cdot 0{,}15}{1{,}01\cdot 10^{-6}} = 8{,}4\cdot 10^4.$$

• Ketinio vamzdžio absoliutus šiurkštumas $k_š$ = 1 mm = 10^{-3} m santykinis šiurkštumas $k_š/d = 10^{-3}/0{,}15 = 6{,}7\cdot 10^{-3}$.

• Hidraulinės trinties koeficientą apskaičiuojame iš formulės, skirtos vamzdžiams, kuriais tekantis vanduo yra kvadratinių pasipriešinimų zonoje (Примеры расчетов по гидравлике 1976):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_s}{d}\right)^{0{,}25},$$

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{10^{-3}}{0{,}15}\right)^{0{,}25} = 0{,}0316.$$

• Slėgio vietiniai nuostoliai susideda iš nuostolių skysčiui įtekant į vamzdį ir ištekant iš jo (Метревели, 2007), $\zeta_{it} = 6$, $\zeta_{it} = 1$.

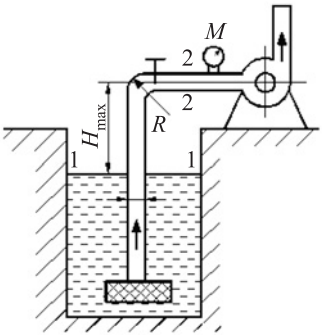
• Vandens lygio Δh kritimas vandens talpykloje ir šulinyje yra:

$$\Delta h = \frac{\Delta p_n}{\rho g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum\zeta\right)\frac{v^2}{2g},$$

$$\Delta h = \left(0{,}0316\frac{100}{0{,}15} + 7\right)\frac{0{,}565^2}{2\cdot 9{,}81} = 0{,}46 \text{ m}.$$

Atsakymas: vandens lygio kritimas vandens talpykloje ir šulinyje Δh = 0,46 m.

3.10 uždavinys. Išcentrinis siurblys pumpuoja 20 °C temperatūros vandenį iš vandens talpyklos (3.4 pav.). Siurblio našumas Q = 50 l/s. Apskaičiuoti galimą didžiausią išcentrinio siurblio horizontalaus veleno padėtį virš laisvojo vandens paviršiaus $H_{\max}$, kai slėgis vamzdyje prieš siurblį $p_2 = 0{,}3\cdot 10^5$ Pa. Ant įsiurbiančiojo ketinio vamzdžio, kurio skersmuo d = 0,25 m, o ilgis l = 50 m užmautas apsauginis tinklelis. Vamzdis tolygiai išlenktas spinduliu R = 0,5 m ir jame įrengta reguliuojančioji sklendė, kuri atidaryta 45 % jos skerspjūvio.



3.4 pav. Išcentrinio siurblio, pumpuojančio vandenį iš talpyklos, schema

Sprendimas

• Sudarome Bernulio lygtį skerspjūviuose 1–1, darydami juos per talpyklos laisvojo paviršiaus lygį ir plokštumą 2–2 prieš siurblį:

$$p_1 + \rho\frac{v_1^2}{2} + \rho g z_1 = p_2 + \rho\frac{v_2^2}{2} + \rho g z_2 + \Delta p_n,$$

čia v_1 – vandens tekėjimo vidutinis greitis talpyklos laisvajame paviršiuje; p_1 – atmosferinis slėgis; v_2 – vandens tekėjimo greitis įsiurbimo vamzdyje; Δp_n – slėgių nuostolių suma vamzdyno ilgyje įvertinant ir vietinius nuostolius.

• Įvertinant, kai z = 0, $v_1 \approx 0$ ir laikant skerspjūvį 1–1 lyginamąja plokštuma, rasime p_1:

$$p_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho g H_1 + \Delta p_n.$$

• Siurblio išdėstymo aukštis virš vandens lygio talpykloje:

$$H_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{\Delta p_n}{\rho g}.$$

• Vandens tekėjimo įsiurbimo vamzdyje vidutinis greitis:

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{3{,}14 \cdot 0{,}25^2} = 1{,}02 \text{ m/s}.$$

• Slėgio suminiai nuostoliai:

$$\Delta p_n = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v_2^2}{2} + \sum \zeta \rho \frac{v_2^2}{2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \rho \frac{v_2^2}{2},$$

čia $\sum \zeta = \zeta_t + \zeta_p + \zeta_s$; ζ_t – tinklelio vietinio pasipriešinimo koeficientas įtekant vandeniui į įsiurbimo vamzdį (Примеры расчетов по гидравлике 1976); ζ_p – vamzdyno sklandaus posūkio pasipriešinimo koeficientas; ζ_s – sklendės vietinio pasipriešinimo koeficientas.

• Reinoldso skaičius, kai $\vartheta = 1{,}01 \cdot 10^{-6}$ m^2/s apskaičiuojamas (analogiškai kaip 3.9 uždavinyje) pagal formulę:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\vartheta},$$

$$\text{Re} = \frac{1{,}02 \cdot 0{,}25}{1{,}01 \cdot 10^{-6}} = 25 \cdot 10^4.$$

• Ketinio vamzdžio absoliutus šiurkštumas $k_š$ = 1 mm o santykinis šiurkštumas $k_š/d = 10^{-3}/0{,}25 = 4 \cdot 10^{-3}$.

• Pagal Nikuradzės grafiką (Метревели, 2007) įsiurbimo vamzdžiu skystis teka kvadratinio pasipriešinimo zonoje. Tada hidraulinės trinties koeficientas:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_š}{d}\right)^{0{,}25},$$

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{10^{-3}}{0{,}25}\right)^{0{,}25} = 0{,}0278.$$

• Vamzdyno sklandaus posūkio vietoje vietinio pasipriešinimo koeficientas apskaičiuojamas pagal Altšulio formulę (Примеры расчетов по гидравлике 1976):

$$\zeta_p = 0{,}2 + 0{,}001(100\lambda)^8 \cdot \sqrt{\frac{d}{R}},$$

$$\zeta_p = 0{,}2 + 0{,}001(100 \cdot 0{,}0278)^8 \cdot \sqrt{\frac{0{,}25}{0{,}5}} = 2{,}72.$$

• Slėgio suminiai nuostoliai esant vandens tankiui ρ = 998,2 kg/m^3 lygūs:

$$\Delta p_n = \left(0{,}0278\frac{50}{0{,}25} + 5 + 2{,}72 + 5\right) \cdot 998{,}2\frac{1{,}02^2}{2} = 9492 \text{ Pa}.$$

O tuomet

$$H_1 = \frac{10^5(1-0{,}3)}{998{,}2 \cdot 9{,}8} - \frac{1{,}02^2}{2 \cdot 9{,}8} - \frac{9492}{998{,}2 \cdot 9{,}8} = 6{,}13,$$

t. y. siurblys turi būti laikomas ne aukščiau kaip 6,13 m virš vandens laisvojo paviršiaus lygio. Fizine prasme tai reiškia tokį išcentrinio siurblio siurbimo aukštį, kuriam esant yra mažiausia sočiųjų garų susidarymo tikimybė ir galima išvengti kavitacijos.

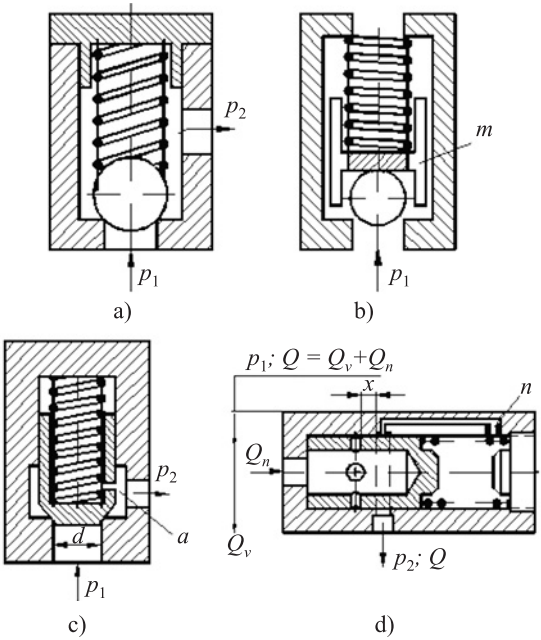
Atsakymas: siurblys turi būti ne aukščiau kaip 6,13 m virš vandens laisvojo paviršiaus lygio.

4. HIDRAULINĖ APARATŪRA

Įrenginys, skirtas darbinio skysčio parametrams (slėgiui, srautui, tekėjimo krypčiai) keisti arba palaikyti juos pastovius, vadinamas hidrauliniu aparatu. Aparatūros vaidmuo yra gana svarbus projektuojant hidraulinę sistemą – ji užtikrina sistemos darbo efektyvumą ir saugumą. Informacijos apie hidraulinę aparatūrą pateikta tokiuose literatūros šaltiniuose (Spruogis 1991, 2008, 2010; Башта 1974). Tačiau kaip atlikti kai kurių aparatų, kurie nėra aprašyti lietuvių kalba, skaičiavimus, pateikiame toliau.

4.1. Apsauginiai ir redukciniai vožtuvai

Apsauginis vožtuvas yra periodinio veikimo aparatas, skirtas hidraulinės sistemos slėgiui riboti, kad nebūtų viršytas leistinasis slėgis.



4.1 pav. Apsauginių vožtuvų schemos:
rutulinio (a, b); kūginio (c); plunžerinio (d)

Paprasčiausias apsauginis vožtuvas yra rutulinis (4.1 pav., a) naudojant pastovią arba reguliuojamą spyruoklės įveržimo jėgą. Esant skysčio pulsacijoms jo lizdas susidėvi. Siekiant mažinti lizdo susidėvėjimo tolygumą, ypač didelio slėgio hidraulinėse sistemose, rutuliukas turi būti kreipikliuose *m* (4.1 pav., b). Tuomet jis juda išilgai vožtuvo ašies.

Tokiai pat vožtuvų grupei priklauso ir kūginis vožtuvas (4.1 pav., c). Tokio vožtuvo būtina hermetiškumo sąlyga – tikslus cilindrinio ir kūginio paviršių ašių sutapimas, taip pat vožtuvo kreipiančiojo cilindro korpuso ir lizdo skylės ašių sutapimas.

Išskiriamas ir perpylimo vožtuvas – tai nuolatinio veikimo vožtuvas, palaikantis reikiamą skysčio, kurį tiekia siurblys hidraulinės sistemos įsiurbimo zonoje, slėgį. Šis vožtuvas nuo apsauginio skiriasi tuo, kad jo konstrukcija turi būti apskaičiuota nuolatiniam darbui. Perpylimo vožtuvo (4.1 pav., d) hidrauliniai parametrai:

slėgių skirtumas ($p_1 - p_2$) slėgio ir nupylimo linijose;

debitas (skysčio kiekis), patenkantis į nupylimo liniją, $Q_n = Q_s - Q_v$, čia Q_s – siurblio našumas; $Q_v = Q_s - Q_n$ – debitas, kurį sunaudoja variklis.

Kaip perpylimo vožtuvai dažniausiai naudojami plunžeriniai vožtuvai. Įtaiso plunžerio uždengimo dydis *x*, per kurį darbinis skystis atsidarius vožtuvui išteka į baką, turi būti nedaug didesnis už plunžerio galimus ašinius virpesius, kad jis virpėdamas nesidaužytų į atramą. Šiems virpesiams slopinti naudojamas droselis *n*.

Skysčio išeiga. Esant statiniam darbo režimui skaičiuojamas plotas vožtuvo pralaidumo angos (4.20 pav., a–c), per kurią turi ištekėti reikiamas darbinio skysčio kiekis *Q*, kai slėgių kritimas Δp.

Skysčio kiekis *Q*, ištekantis pro vožtuvo plyšį, kurio lizdo briaunos yra aštrios (4.2 pav., a ir b), apskaičiuojamas pagal tokią formulę:

$$Q = \mu \cdot A_e \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}, \tag{4.1}$$

o slėgio kritimas:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{\mu A_e}\right)^2; \tag{4.2}$$

čia μ – našumo koeficientas; ρ – skysčio tankis; $\Delta p = p_1 - p_2$ – slėgio kritimas vožtuve; A_e – efektyvusis skysčio tekėjimo per kiaurymę (plyšį) plotas.

Į šias lygtis įeina kintamas pratekamo kanalo plotas A_e, kuris priklauso nuo judančio elemento (vožtuvo) pakėlimo, nuo kurio keičiasi pratekamo kanalo skerspjūvis ir našumo koeficientas μ. Esant turbulentiniam skysčio tekėjimui, kuris tokiu atveju yra vyraujantis, atitinkamu tikslumu galima imti $\mu = \text{const}$. Kūginiams vožtuvams su aštriomis lizdo briaunomis, kai Re > 100, galima imti $\mu \approx 0,75$.

Kadangi plyšio skersmuo tarp vožtuvo ir jo lizdo gali būti keičiamas kilojant vožtuvą, tai skaičiuodami imame jo vidutinę reikšmę. Kūginio vožtuvo vidutinis plyšio skersmuo (4.2 pav., b) lygus:

$$d_{vid.} = \frac{d + d_1}{2}. \tag{4.3}$$

Kūginio vožtuvo efektyvusis plyšio plotas atitinkamai lygus:

$$A_e = \pi \cdot d_{vid.} \cdot t = \pi \cdot t \cdot \left(\frac{d + d_1}{2} \right), \tag{4.4}$$

čia d – vožtuvo angos (aštrių lizdo briaunų) skersmuo; d_1 – uždarančiojo kūgio efektyviojo skerspjūvio skersmuo, esant pakeltam vožtuvui; t – skylės, pro kurią teka skystis, matmuo skerspjūvyje, statmename srauto krypčiai.

Iš kūginių vožtuvų skaičiavimo schemos (4.2 pav.) išplaukia, kad:

$$d_1 = d - h \cdot \sin x, \tag{4.5}$$

$$t = h \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \tag{4.6}$$

Tuomet:

$$A_e = \pi \cdot d \cdot h \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{h}{2d} \cdot \sin \alpha \right), \tag{4.7}$$

čia h – vožtuvo pakėlimo aukštis išilgai jo ašies; α – vožtuvo kūgio viršūnės kampas.

Kadangi h daug mažesnis negu d, todėl, esant nedideliems vožtuvų pakėlimams, antrąjį lygties (4.7) narį galima atmesti. Tuomet lygtis (4.7) įgauna tokį pavidalą:

$$A_e = \pi \cdot d \cdot h \cdot \sin\frac{\alpha}{2}. \tag{4.8}$$

Naudodamiesi pateiktomis lygtimis, vožtuvo judančio kūginio elemento pakėlimo dydį h apskaičiuojame pagal tokią formulę:

$$h = \frac{Q}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sin\frac{\alpha}{2}} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p}}. \tag{4.9}$$

Pakėlimo aukštis h vožtuvuose, kurių kūgio viršūnės kampas α = 90°, konstruktyviai parenkamas h = (0,04–0,1) d. Siekiant išvengti vožtuvo įstrigimo, gali būti $\alpha > 60°$.

Dažniausiai rekomendacijų našumo koeficientas parenkamas μ = 0,8. Kai kuriose rekomendacijose našumo koeficientas laikomas pastoviu jau, kai Reinoldso skaičius Re = 30–40. Tokia prielaida gali būti tik tuomet, kai hidraulinės sistemos slėgiai dideli, o vožtuvo lizdo briaunos pakankamai aštrios, t. y. kai yra didelis skysčio turbulentinis tekėjimas. Kai vožtuvo sienelių briaunos turi nuožulas, o pats vožtuvo judrusis elementas (kūgis) pakeliamas gana mažai, skysčio tekėjimas yra laminarinis. Tada sumažėja ir našumo koeficientas μ.

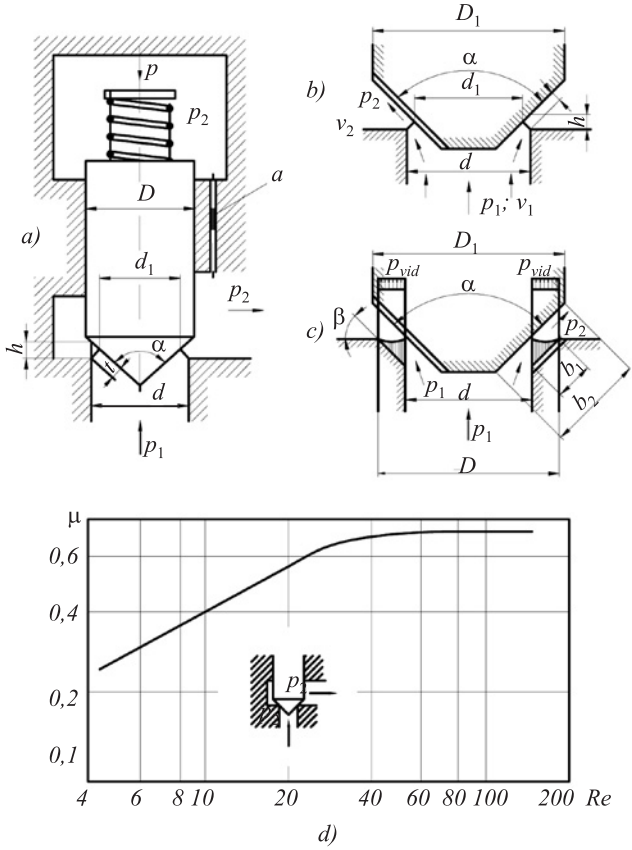
4.2 pav., d pavaizduota kūginio vožtuvo (kai viršūnės kampas α = 90°) našumo koeficiento eksperimentinė priklausomybė nuo Reinoldso skaičiaus logaritminių koordinačių sistemoje esant skirtingiems slėgio pokyčiams $\Delta p = p_1 - p_2 = 0,5$; 1; 1,5 ir 2 MPa.

Įvertinant tai, kad našumo koeficientas μ kūginiams vožtuvams su aštriomis lizdo briaunomis realiomis sąlygomis faktiškai yra pastovus esant palyginti plačioms vožtuvo pakėlimo h riboms, todėl (4.1) išraiška gali būti pateikta tokio pavidalo:

$$Q = B\sqrt{p_1 - p_2}; \tag{4.10}$$

čia $B = \mu \cdot d \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2g}{\rho}} \cdot \sin\frac{\alpha}{2}$ – pastovus narys esant žinomoms sąlygoms.

Skysčio tekėjimo greitis apsauginio vožtuvo įtekėjimo kanale (lizdo kiaurymėje) paprastai pasirenkamas iki 15 m/s ir tik tam tikrais atvejais didelio slėgio vožtuvuose – iki 30 m/s.



4.2 pav. Kūginių vožtuvų skaičiavimo schemos (a, b, c) ir našumo koeficiento (m) priklausomybės nuo Reinoldso skaičiaus (Re) grafikas (d)

Darbinio skysčio praleidžiamųjų kanalų vožtuvo korpuse santykis su įtekėjimo kanalo (lizdo kiaurymėje) plotu $A_e = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ (4.20 pav., a) nustatomas 2:1.

Darbinio skysčio slėgio stabilumas. Svarbi vožtuvo charakteristika yra sugebėjimas išlaikyti stabilų slėgį esant skirtingiems darbinio skysčio našumams, taip pat užtikrinti mažiausią histerezę (4.3 pav.) vožtuvo pereinamaisiais darbo režimais.

Vožtuvo statinė charakteristika $p = f(Q)$ nusakoma slėgio padidėjimu našumo vienetui:

$$\Delta = \frac{\Delta p}{\Delta Q}. \tag{4.11}$$

Daugumos vožtuvų šis parametras svyruoja:

$$\Delta = \frac{\Delta p}{\Delta Q} = (0,04–0,25) \cdot 10^5 \text{ Pa·min/l}.$$

Vožtuvų kokybė esant stacionariajam (nusistovėjusiam) režimui taip pat nustatoma pagal jų jautrumą slėgio pokyčiams $\delta = \frac{\Delta p}{p}$, čia Δp – viršslėgis, lyginant su nominaliuoju slėgiu p. Apsauginio vožtuvo jautrumas priklauso nuo slankiojančio elemento trinties jėgos, lizdo formos, uždarymo konstrukcijos ir gali labai svyruoti: $\delta = \frac{\Delta p}{p} = (0,03–0,1)$.

Iš vožtuvo schemų, pateiktų 4.2 pav., a ir b, judančių elementų, esančių ant aštrių lizdo kampų, vožtuvo pusiausvyros sąlyga (neįvertinant trinties jėgų) išreiškiama:

$$F_0 = A_e \cdot \Delta p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \Delta p, \tag{4.12}$$

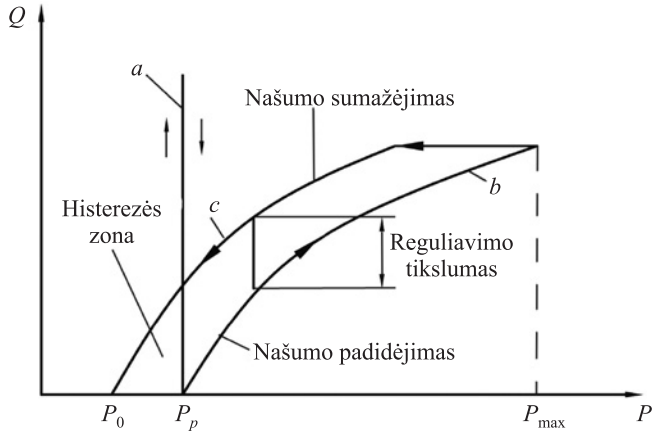
čia F_0 ir d – spyruoklės pradinio įtempimo (suspaudimo) jėga ir vožtuvo bazinio lizdo skersmuo; $\Delta p = p_1 - p_2$ – slėgio kritimas, atitinkantis vožtuvo judančio elemento atidarymo pradžią.

Akivaizdu, kad, norint užtikrinti visišką slėgio stabilumą, reikia, kad prie atidaryto vožtuvo būtų jėgų, veikiančių judantį elementą, pusiausvyra.

Tokias sąlygas atitinka (neįvertinant hidrodinaminių jėgų) idealus vožtuvas su be galo ilga spyruokle. Tokio vožtuvo charakteristika išreiškiama vertikaliąja tiese *a* (4.3 pav.), nes, didėjant našumui nuo nulio iki didžiausiosios reikšmės, taip pat ir jai mažėjant nuo didžiausiosios reikšmės iki nulio, slėgio taškai pradžioje (p_p) ir gale ($p_{\max}$) taip pat judančio elemento uždarymo gale (p_0) sutampa.

Tačiau realiuose vienalaipsniuose vožtuvuose darbinio skysčio našumo kitimas sukelia slėgio pokyčius (vožtuvų charakteristika kylanti). Tiesioginio veikimo vienalaipsniuose vožtuvuose (su vienu

droseliavimo plyšiu) neįmanoma užtikrinti pastoviojo slėgio esant kintamam našumui. Paprastai pro vožtuvą perleidžiant visą darbinio skysčio kiekį slėgis padidėja 5–6 %, palyginti su slėgiu vožtuvo atidarymo metu.



4.3 pav. Apsauginio vožtuvo našumo charakteristika kaip slėgio funkcija

4.3 pav. pavaizduotas vienalaipsnio vožtuvo, kylant judamajam įtaisui, ryšys tarp darbinio skysčio našumo ir slėgio. Kreivė *b* vaizduoja skysčio kiekio didėjimą atidarant vožtuvo judamąjį įtaisą, o kreivė *c* vaizduoja skysčio kiekio mažėjimą uždarant vožtuvo judamąjį įtaisą. Pradinis slėgis p_p atitinka vožtuvo judamojo įtaiso atidarymo pradžią, jis yra $p_p > p_0$; čia p_0 – slėgis, kuriam esant judamasis vožtuvo įtaisas įeina į vožtuvo lizdą. Šių slėgių skirtumas lemia apsauginio vožtuvo histerezę, t. y. slėgių skirtumą atidarant ir uždarant judamąjį vožtuvo įtaisą. Šis dydis turi būti kuo mažesnis.

Priežastys, kurios turi įtakos vožtuvų darbinio skysčio slėgio stabilumui ir histerezei atsirasti, yra:

- spyruoklės standumas;
- judančių detalių vožtuvo trintis;
- darbinio skysčio slėgio jėgų, inercijos jėgų ir hidrodinaminės kilmės jėgų kitimas vožtuvo judamojo įtaiso pereinamuosiuose procesuose.

Jėgų pusiausvyros sąlyga, neįskaitant skysčio srauto hidrodinaminių ir vožtuvo inercijos jėgų, veikiančių vožtuvo kūginį judamąjį įtaisą, susiliečiantį su aštriomis lizdo briaunomis, atidarymo momento pradžioje (atsiplėšimo nuo lizdo momentu ir jo uždarymo pabaigoje ($h \approx 0$; $Q \approx 0$) išreiškiama taip:

$$F_0 = \Delta pA \pm T = c \cdot h_0 \pm T, \tag{4.13}$$

$$\Delta p = \frac{F_0 \pm T}{A} = \frac{ch_0 \pm T}{A}, \tag{4.14}$$

čia F_0 – spyruoklės pirminio suspaudimo jėga (esant nuliniam vožtuvo pakėlimui) h_0; c – spyruoklės standumas; h_0 – pirminis spyruoklės suspaudimas (esant nuliniam vožtuvo pakėlimui); $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – vožtuvo sąlyčio linijos su lizdo briaunomis skerspjūvio plotas (vožtuvo paviršiaus projekcija, kurią apiplauna slegiamas skystis pakėlus vožtuvo įtaisą dydžiu $h = 0$; Δp – darbinio skysčio slėgių skirtumas vožtuvo atidarymo pradžioje ir jo uždarymo pabaigoje; T – ramybės būsenos vožtuvo trinties jėga (statinė trintis).

Iš pateiktos formulės matome, kad, norint padidinti slėgio stabilumą vožtuvui dirbant, reikia mažinti jo judamojo įtaiso trintį, taip pat naudoti elastines spyruokles. Norint sumažinti vožtuvų slankiojančių detalių trintį, ypač vožtuvų, veikiančių aukštoje temperatūroje, jos padengiamos sidabru arba naudojamos specialios antifrikcinės karščiui atsparios medžiagos.

Apytiksliai skaičiuojant trintis dažnai neįvertinama ir tuomet (4.14) lygtis įgauna tokį pavidalą:

$$\Delta p = \frac{F_0}{A} = \frac{ch_0}{A} = \frac{4ch_0}{\pi d^2}. \tag{4.15}$$

Matome, kad, neįvertinus trinties, slėgio kritimas Δp, atitinkantis vožtuvo su aštriomis briaunomis slėgio kritimą atidarymo pradžioje, yra lygus slėgio kritimui vožtuvo uždarymo momentu.

Po to, kai vožtuvo judamasis elementas atsiplėšia nuo lizdo, slėgio kritimas iš esmės gali pasikeisti. Tai vyksta dėl to, kad, pakilus vožtuvo judamajam elementui, padidėja pratekančio darbinio skysčio

kiekis, taip pat ir spyruoklės standumas, bet sumažėja vožtuvo uždarymo įtaiso efektyvusis plotas A_e, kurį veikia darbinio skysčio slėgis. Iš 4.2 pav., a pateiktos skaičiavimo schemos išplaukia, kad esant uždarytam vožtuvui darbinio skysčio slėgis veiks uždarymo įtaisą skerspjūviu, kurio skersmuo d. Kai vožtuvas atidarytas, jo skerspjūvis nusakomas kintamuoju skerspjūviu $d_1 < d$.

Taigi atidaryto vožtuvo efektyvusis plotas $A_e = \dfrac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ yra mažesnis už plotą $A = \dfrac{\pi \cdot d^2}{4}$ uždaryto vožtuvo.

Norint atplėšti judantį vožtuvo elementą nuo lizdo ir jį atidaryti, reikia dydžio, kuris leistų darbiniam skysčiui pratekėti, t. y turi būti nugalėta vožtuvo inercijos jėga Φ, lygi vožtuvo judamojo įtaiso pagreičio ir jo masės su prijungtos spyruoklės mase sandaugai. Skaičiuojant ši masė imama lygi 1/3 spyruoklės masės. Skaičiuojant didelių matmenų vožtuvus taip pat įvertinama darbinio skysčio masė virš vožtuvo. Apytiksliai skaičiuojant prijungtos spyruoklės ir darbinio skysčio masė imama lygi 0,5 spyruoklės masės. Vožtuvo judamojo įtaiso pagreitis skaičiuojant imamas iš tolygiai greitėjančio judesio sąlygos: $a = \dfrac{2h}{t^2}$; čia h ir t – vožtuvo judamojo įtaiso pakėlimo (atidarymo) aukštis ir laikas.

Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad vožtuvo atidarymo metu dėl jėgos Φ slėgio šuolis gali pasikeisti 50 % nuo didžiausiosios nominaliosios slėgio reikšmės.

Vožtuvo judamajam įtaisui atsiplėšus nuo lizdo ($h > 0$) darbinio skysčio droseliavimo vietoje atsiras hidrodinaminė jėga F_h, kuri stengsis uždaryti vožtuvą (priešinsis tolesniam jo atidarymui).

Įvertinus šias jėgas vožtuvo atidarymo atveju jėgų pusiausvyros sąlyga išreiškiama lygtimis:

$$\begin{cases} F_0 = c(h_0 + h) = A_e \cdot \Delta p - \Phi - F_h - T_j, \\ \Delta p = \dfrac{F_0 + c(h_0 + h) + \Phi + F_h + T_j}{A_e}, \end{cases} \tag{4.16}$$

čia h – vožtuvo judamojo įtaiso pakėlimo momentinė reikšmė; T_j – vožtuvo judamojo įtaiso judesio trinties jėga; $A_e = \dfrac{\pi \cdot d_1^2}{4} < A$ – vožtuvo efektyvusis plotas (4.2 pav., a).

Atidarius vožtuvą dedamoji Φ virsta nuliu, o F_h yra kintamasis dydis.

Kai vožtuvas iki galo atidarytas (patenka didžiausias skysčio kiekis), jėgų, veikiančių vožtuvą aštriomis briaunomis, pusiausvyros sąlyga turi tokį pavidalą:

$$\begin{cases} F_{\max} = \Delta p_{\max} \cdot A_e - F_h \pm T = c(h_0 + h_{\max}) - F_h \pm T, \\ \Delta p_{\max} = \dfrac{F_{\max} + F_h \pm T}{A_e} = \dfrac{c(h_0 + h_{\max}) + F_h \pm T}{A_e}, \end{cases} \quad (4.17)$$

čia $F_{\max} > F_0$ – spyruoklės suspaudimo jėga, kurios dydis $(h_0 + h_{\max})$; $h_{\max}$ – vožtuvo judamojo įtaiso pakilimas, pro kurį prateka didžiausias skysčio kiekis.

Neįvertinus trinties jėgų (4.17) lygtis įgaus tokį pavidalą:

$$\Delta p_{\max} = \frac{F_{\max} + F_h}{A_e} = \frac{c(h_0 + h_{\max}) + F_h}{A_e}. \quad (4.18)$$

Analizė parodė, kad vožtuvai, kuriuose judamasis įtaisas kilojamas nedaug, vožtuvo efektyviojo ploto sumažėjimas yra nedidelis ir todėl skaičiuojant nebūtina jo įvertinti, o imti $A_e = A$.

Eksperimentiniai bandymai parodė, kad iš vožtuvą veikiančių jėgų balanso svarbiausia yra hidrodinaminio poveikio jėga F_h, nors dažniausiai ji ignoruojama.

Daugumoje konstrukcijų vožtuvų lizdas neturi aštrių briaunų, bet tam tikrą paviršių (4.2 pav., c). Dėl to darbinio skysčio slėgio jėgų, veikiančių vožtuvą, stabilumas, o kartu ir slėgių p_p ir p_0 skirtumas, keičiantis pratekančio skysčio kiekiui, kinta labiau. Iš 4.2 pav., c matyti, kad, prieš atsiplėšiant vožtuvo judamajam įtaisui nuo lizdo, spyruoklės jėgą atsveria skysčio slėgis, veikiantis įtaisą darbiniu skysčiu apiplaunamą skersmens d skylės skerspjūvio plotą. Po to, kai vožtuvo judamasis įtaisas atsiplėš nuo savojo lizdo, skystis pateks į plyšį, kurį sudaro lizdas ir įtaiso kūgis, o galiausiai plotas, kurį veiks darbinio skysčio slėgis, padidės lizdo projekcijos plokštumos dydžiu, statmenu įtaiso ašiai. Aišku, kad slėgis prie uždarymo įtaiso vidinės briaunos sąlyčio su lizdu vietos bus lygus slėgiui p_1, įtekančiam į vožtuvą, o prie išorinio plyšio briaunos jis sumažės iki p_2 ir bus lygus skysčio, ištekančio iš vožtuvo,

slėgiui. Be to, slėgio sumažėjimo dėsnis priklauso nuo plyšio pobūdžio. Kai plyšį sudaro lygiagrečiosios kūginės plokštumos, slėgio pokytis yra nuo p_1 iki p_2, kaip pavaizduota 4.2 pav., c (užbrūkšniuotos plokštumos).

Tokiu atveju vožtuvo judamąjį įtaisą veikiančių jėgų pusiausvyros sąlyga jo atidarymo ir uždarymo momentu, neįvertinant trinties ir inercijos jėgų, išreiškiama:

$$p_o = \Delta pA + p_{vid.} \cdot A_l \,, \tag{4.19}$$

čia $A_l = \dfrac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ – lizdo paviršiaus plokštuminė projekcija, statmena vožtuvo ašiai; $p_{vid.}$ – vidutinis slėgis, veikiantis plyšyje, sudarytame lizdo ir vožtuvo judamojo įtaiso, atsiplėšusio nuo lizdo.

Kad nustatytume darbinio skysčio slėgio papildomą jėgą, veikiančią nagrinėjamame plyšyje, naudojame vidutinę slėgio reikšmę, kuri, remiantis eksperimentiniais duomenimis, imama:

$$p_{vid.} = 0,45(p_1 - p_2) = 0,45\Delta p. \tag{4.20}$$

Iš (4.20) slėgio kritimas, kuriam esant vožtuvas užsidarys (neįvertinus trinties jėgų):

$$\Delta p = \frac{F_o}{A + 0,45A_l} \,. \tag{4.21}$$

Vožtuvo sandarumo pažeidimo atveju skysčio slėgio papildoma jėga vožtuvo lizdo plyšyje taip pat įeis į jėgų, veikiančių judamojo įtaiso atsiplėšimo nuo lizdo atidarant vožtuvą balansą, nes pradinio atidarymo atveju panašaus vožtuvo slėgis bus mažesnis už slėgį, kuris apskaičiuojamas pagal (4.16). Laikantis prielaidos, kad vidutinis slėgis vožtuvo lizdo plyšyje iki jo atidarymo lygus pateiktam (4.20) išraiškoje, tai slėgis vožtuvo atidarymo pradžioje bus skaičiuojamas pagal (4.21) formulę.

Slėgių pokyčių skirtumą vožtuvų atidarymo ir uždarymo momentais galima sumažinti sumažinus vožtuvo lizdo atraminio paviršiaus plotį.

Vožtuvo lizdo plotis b_1 paprastai parenkamas pagal formulę:

$$b_1 = \frac{D - d}{2\cos\beta} \approx 0,1d \,, \tag{4.22}$$

čia β – lizdo kūgio kampas.

Lizdo mažiausią plotį riboja kontaktiniai įtempimai, todėl jis turi būti parenkamas ne mažesnis kaip 0,25 mm.

Lizdo plotas (4.2 pav., c) apskaičiuojamas pagal formulę:

$$A = \pi b_1 \frac{D+d}{2} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2 - d^2}{\cos\beta}, \tag{4.23}$$

kai $\beta = \frac{\alpha}{2}$, tai:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2 - d^2}{\cos\frac{\alpha}{2}}. \tag{4.24}$$

Vožtuvo judamojo įtaiso kūginės dalies ilgis b_2 turi būti toks, kad būtų išvengta netolygaus lizdo išsidėvėjimo, t. y. jis turi būti didesnis už jo plotį: $b_2 > b_1$. Vožtuvo judamojo įtaiso medžiaga turi būti pakankamo kietumo ir kiek įmanoma kietesnė už vožtuvo lizdo medžiagą.

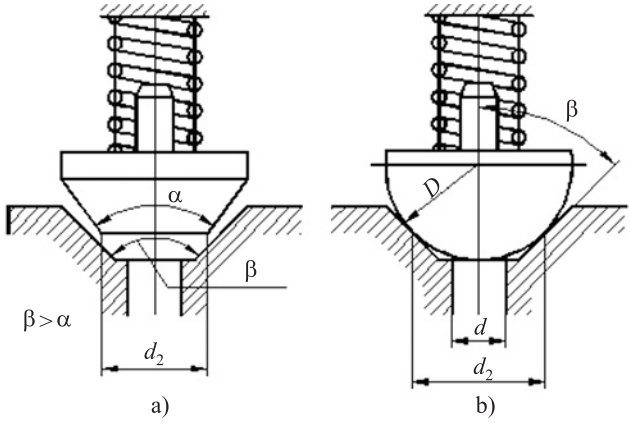
Vožtuvo sandarumą paprastai užtikrina metalinių detalių, nenaudojant minkštų medžiagų, sąlyčio paviršių apdirbimo tikslumas ir švarumas. Kai keliami aukšti sandarumo reikalavimai ir naudojami tekantys skysčiai, tuomet naudojami lizdai arba judamieji įtaisai iš plastikų, sintetinių medžiagų, kietos gumos arba kompozitinių medžiagų.

Vožtuvo judamojo įtaiso su lizdu, kurio briaunos artimos aštrioms, sandarumas dažnai užtikrinamas tuo, kad kampai prie judamojo įtaiso viršūnių ir lizdo parenkami skirtingi: $\alpha < \beta$ (4.4 pav., a).

Plotas A, kurį veikia darbinio skysčio slėgis vožtuvo atidarymo ir uždarymo momentais, apskaičiuojamas pagal kūgio viršūnės skerspjūvį $A = \frac{\pi d_2^2}{4}$.

Tokiu atveju skysčio srautas atsiplėšia nuo lizdo apatiniame taške (prie įtekėjimo briaunos) ir slėgio juostoje yra artimas nupylimo slėgiui.

Šias kontakto pagal briauną (artimas esant aštrioms briaunoms) sąlygas atitinka vožtuvai su kūginiu lizdu ir sferiniu vožtuvo judamuoju įtaisu (4.4 pav., b). Panašūs vožtuvai pasižymi palyginti nedideliu pasipriešinimu darbinio skysčio tekėjimui (pusantro–du kartus mažesniu negu su kūginiu judamuoju įtaisu). Šio vožtuvo lizdo kampas β būna 45°, o judančio uždarymo įtaiso sferos skersmuo $D = 2d$.



4.4 pav. Vožtuvų su kūginiu lizdu schemos

Plotas, kurį veikia darbinio skysčio slėgis vožtuvo atidarymo ir uždarymo momentais, yra sferos, statmenos vožtuvo ašiai, skerspjūvis jos sąlyčio su lizdu taškuose. Šis plotas apskaičiuojamas pagal formulę:

$$A = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi}{4} D^2 \sin^2 \beta. \qquad (4.25)$$

Perpylimo vožtuvas. Išnagrinėtieji vožtuvai gali būti naudojami kaip periodinio veikimo apsauginiai vožtuvai, taip pat ir kaip perpylimo, palaikantys sistemoje pastovųjį darbinio skysčio slėgį, nepertraukiamai nupilant dalį darbinio skysčio į baką.

Tačiau dėl specifinio perpylimo vožtuvų darbo jie dažniausiai turi plunžerinį judamąjį įtaisą (4.1 pav., d). Plunžeriu uždengiamos kiaurymės, per kurią darbinis skystis išteka į baką, todėl dydis x turi būti truputį didesnis už vibruojančio plunžerio ašinius virpesius, kad jis nesidaužytų į atramą.

Virpesių energijai slopinti vožtuve numatyta droseliavimo kiaurymė n.

Ryšys tarp darbinio skysčio įtekėjimo į vožtuvą slėgio (p_1) ir jo ištekėjimo iš vožtuvo slėgio (p_2), taip pat pratekančio per vožtuvą skysčio kiekio (Q), susijęs lygtimi (laikome, kad slėgis p_1 tolygiai pasiskirsto judamojo įtaiso skerspjūvyje):

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \qquad (4.26)$$

o vožtuvo pusiausvyros sąlyga:

$$F_{sp} + c \cdot h + c \cdot x = (p_1 - p_2)\frac{\pi d^2}{4}, \qquad (4.27)$$

čia d – plunžerio skersmuo; x – plunžerio atidarymo eiga; F_{sp} – spyruoklės jėga, kai $x + h = 0$; c – spyruoklės tamprumo pastovioji; h – plunžeriu uždengiamo skysčio nutekėjimo plyšio dydis, t. y. dydis, kuriuo plunžeris turi pasislinkti nuo atramos iki skysčio nupylimo pradinės padėties.

Išsprendę (4.26) ir (4.27) lygtis x atžvilgiu, gausime:

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d \left[\frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot c}(p_1 - p_2) - \frac{F_{sp}}{c} - h \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}. \qquad (4.28)$$

Matome, kad, norint gauti kuo lėkštesnę charakteristikos $p = f(Q)$ kreivę, t. y. norint sumažinti pratekančio skysčio kiekio įtaką slėgiui p_1, būtina mažinti spyruoklės standumą c ir didinti vožtuvo skersmenį d.

Hidrodinaminės jėgos poveikis vožtuvui. Be anksčiau išnagrinėtų jėgų, vožtuvo judamąjį įtaisą veikia hidrodinaminė jėga, kuri nusako darbinio skysčio srauto reakciją. Ši jėga kardinaliai gali pakeisti veikiančių jėgų balansą. Tokiomis sąlygomis spyruoklės jėga sudaro mažiau kaip 50 % bendros jėgos balanso, veikiančio vožtuvą. Šią jėgą galima nagrinėti kaip kintamo standumo papildomą hidraulinę spyruoklę.

Hidrodinaminės jėgos dydį apskaičiuojame remdamiesi judesio kiekio kitimo dėsniu (4.2 pav., b):

$$F_h = Q \cdot \rho \cdot \left(v_1 - v_2 \cdot \cos\frac{\alpha}{2} \right), \qquad (4.29)$$

čia Q – darbinio skysčio kiekis per sekundę; ρ – darbinio skysčio tankis; v_1 ir v_2 – darbinio skysčio vidutinis greitis prieš vožtuvo plyšį ir pačiame plyšyje; $\alpha/2$ – srauto nukrypimo kampas vožtuvo plyšyje.

Eksperimentiniai tyrimai rodo, kad prie dažniausiai paplitusių vožtuvų judamųjų įtaisų viršūnės kūginių kampų, lygių 140°, skysčio srauto kryptis sutampa su judamojo įtaiso kūgio sudaromąja.

Kadangi greitis $v_1 << v_2$, tai daugeliu atvejų jo galima nevertinti, tuomet gausime hidrodinaminės jėgos supaprastintą išraišką:

$$F_h = -Q \cdot \rho \cdot v_2 \cdot \cos\frac{\alpha}{2}. \tag{4.30}$$

Įrašę gautąją hidrodinaminės jėgos (4.30) išraišką į (4.17) lygtį, gausime vožtuvo judamojo įtaiso pusiausvyros sąlygą, esant didžiausiai skysčio išeigai:

$$F_{\max} = c \cdot \left(h_0 + h\right) + Q \cdot \rho \cdot v_2 \cdot \cos\frac{\alpha}{2} \pm T \tag{4.31}$$

arba

$$p_{\max} = \frac{1}{A_e}\left[c \cdot \left(h_0 + h\right) + Q \cdot \rho \cdot v_2 \cdot \cos\frac{\alpha}{2} \pm T\right]. \tag{4.32}$$

Išraiška (4.30) rodo, kad F_h reikšmė didėja didėjant skysčio kiekiui, t. y. didėja keliant vožtuvą. Iš to galima išreikšti hidrodinaminio standumo tapatumą su spyruoklės standumu, t. y.:

$$c_h = \frac{\Delta F_h}{\Delta h}, \tag{4.33}$$

čia ΔF_h – hidrodinaminės srauto jėgos ašinės dedamosios dydžio pokytis; Δ_h – vožtuvo pakilimo padidėjimas dėl darbinio skysčio išeigos padidėjimo.

Praktika rodo, kad hidrodinaminis standumas c_h daugeliu atvejų viršija (du ir daugiau kartų) pačios spyruoklės standumą c: $c = \frac{\Delta F_h}{\Delta h}$. Bandymai taip pat rodo, kad dydžio c_h kitimo ribos yra plačios proporcingai judamojo įtaiso atidarymo dydžiams.

Kuo didesnis slėgių kritimas vožtuve ir kuo didesnis lizdo plotis b_1, t. y. kuo didesnis skirtumas $D_1 - d$ (čia D_1 ir d – lizdo kūgio pagrindo ir viršūnės skersmenys) (4.2 pav.), tuo bus didesnis hidrodinaminis efektas, kuris esant žinomiems slėgių kritimų dydžių santykiams ir skirtumui $D_1 - d$, gali būti reikšmingas.

Susumavę hidrodinaminį standumą c_h su spyruoklės standumu c, gausime suminį vožtuvo standumą:

$$c_\Sigma = c_h + c = \frac{\Delta F_h + \Delta F_{sp}}{\Delta h}. \tag{4.34}$$

Dėl suminio vožtuvo standumo gali labai padidėti jėga ΔF, kuri gerokai viršys jėgos padidėjimą nuo spyruoklės ΔF_{sp}:

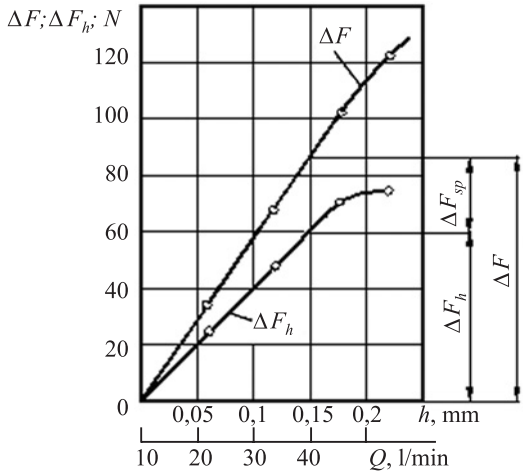
$$\Delta F >> \Delta F_{sp} . \tag{4.35}$$

Skysčio slėgio jėgos, veikiančios vožtuvą, pokytis dėl hidrodinaminio ir spyruoklės standumo gali būti išreikštas taip:

$$\Delta F = \Delta F_h + \Delta F_{sp} . \tag{4.36}$$

4.5 pav. pateiktos kūginio vožtuvo judamąjį įtaisą veikiančių jėgų ΔF ir ΔF_h priklausomybės (niutonais) nuo skysčio išeigos Q (priklausomai nuo vožtuvo judamojo įtaiso atidarymo h). Atskaitos pradžia imtas skysčio kiekis Q = 10 l/min. Kreivės rodo, kad reikšmių ΔF ir ΔF_h kitimo ribos yra plačios ir tiesiog proporcingos vožtuvo atidarymui, t. y. dydžiai c_h ir c esant šioms skysčio kiekių riboms išlieka pastovūs. Didelis reikšmės ΔF_h sumažėjimas, esant dideliems skysčio kiekiams, yra dėl atsiradusios kavitacijos ant vožtuvo kūginio paviršiaus. To priežastis – dideli darbinio skysčio greičiai vožtuvo plyšyje.

Būtina atkreipti dėmesį į tai, kad didelis suminis vožtuvo standumas c_Σ padidina vožtuvo savųjų virpesių dažnį, taip pat didina galimybę vožtuvui patekti į rezonansinių virpesių zoną.



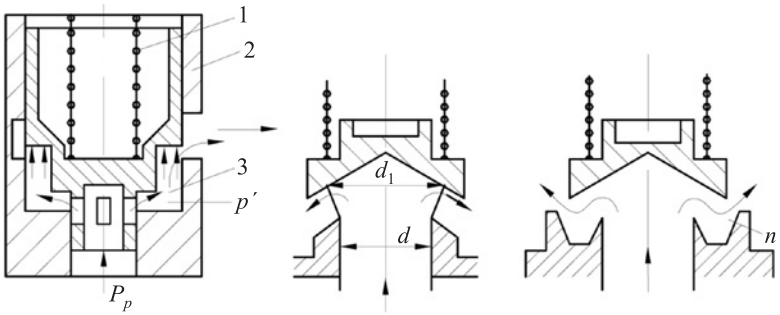
4.5 pav. Kūginio vožtuvo judamąjį įtaisą veikiančių jėgų charakteristikos

Slėgio stabilizavimo būdai. Norint stabilizuoti slėgį, būtina, kad atidarius vožtuvo judamąjį įtaisą, atsirastų papildoma jėga, nukreipta skysčio slėgio veikimo kryptimi (spaustų spyruoklę). Tam dažnai taikomas darbinio skysčio srauto poveikis judamajam įtaisui, kuris gaunamas pakeitus įtekančios srovės kryptį.

4.6 pav., a parodyta schema plunžerinio vožtuvo, kurio tarpinė žiedinė kamera 3 išdėstyta po praeinamuoju sklandžio plyšiu.

Dirbant vožtuvui, šioje kameroje susidaro tarpinis slėgis $0 < p' < p_p$, sukuriantis papildomą jėgą plunžeriui 2, kuri priešinasi spyruoklės 1 jėgai. Atitinkamai parenkant šios kameros plotą ir kanalizaciją, galima ištaisyti norimo vožtuvo charakteristiką $p = f(Q)$.

Siekiant pagerinti nagrinėjamą charakteristiką taip pat naudojami vožtuvai su atvirkštiniu kūgiu (4.6 pav., b), kuriame dėl didelio darbinio skysčio kiekio nukreipimo galima gauti tokias hidrodinamines jėgas, kurios vožtuvui kylant kompensuoja didėjančias spyruoklės jėgas. Kompensavimo efektas pagrįstas tuo, kad, kylant judamajam įtaisui, didėja jo efektyvusis plotas, nes kylant įtaisui $d_1 > d$ (4.6 pav., b).



4.6 pav. Vožtuvų su tarpiniu slėgiu ir atvirkščiu (neigiamu) kūgiu schemos

Kompensavimo efektas gali būti veiksmingesnis naudojant dvigubą lizdo kūgiškumą (4.6 pav., c), kuris tarpinėje kameroje *n*, esant pakeltam judamajam įtaisui, sukuria tam tikrą slėgį $0 < p' < p_p$, veikiantį judamąjį įtaisą darbinio skysčio slėgio jėgos veikimo kryptimi (prieš spyruoklės jėgos veikimo kryptį).

Patirtis parodė, kad gaunama tokios schemos vožtuvo stabili charakteristika $p = f(Q)$.

Vožtuvų virpesiai. Vožtuvas kartu su darbinio skysčio stulpeliu sudaro sudėtingą virpančią sistemą. Kai sąlygos žinomos, vožtuvas esant pereinamiesiems režimams dėl jo judamųjų įtaisų inercijos ir skysčio bei spyruoklės tamprumo gali pradėti vibruoti, o rezonanso sąlygomis tai sukelia slėgio virpesius visoje hidraulinėje sistemoje. Staigiai padidėjus darbinio skysčio išeigai, vožtuvo judamasis įtaisas dėl inercijos pasislinks šiek tiek vėluodamas, todėl slėgis po juo labai padidės. Dėl padidėjusio slėgio vožtuvas pasislinks už naujos pusiausvyros būsenos, atitinkančios pasikeitusią skysčio išeigą. Per daug atidarius judamąjį įtaisą labai sumažės slėgis, o tai savo ruožtu nulems per didelį jo poslinkį į uždaromos angos pusę.

Be to, esant tokiems darbinio skysčio kiekio pokyčiams keičiasi skysčio srauto greitis v_2 plyšyje tarp vožtuvo ir jo lizdo (4.2 pav., c). Dėl to keičiasi vidutinis slėgis $p_{vid.}$ plyšyje, o tuomet pažeidžiama jėgų pusiausvyra, veikianti vožtuvo judamąjį įtaisą. Tokiais atvejais vožtuvo judamasis įtaisas gali būti veikiamas automatinių virpesių, kuriems būdinga didelė amplitudė ir dažnis.

Vožtuvų virpesių šaltiniu gali būti ir įvairūs išoriniai bei vidiniai trikdžiai, tačiau pagrindinė priežastis yra siurbliu pumpuojamo skysčio srauto pulsacija. Tokių virpesių atsiradimą ir palaikymą lemia neištirpusio būvio oras, esantis skystyje.

Labiausiai nepageidaujamas yra toks režimas, kai žadinimo impulsų dažnis sutampa arba yra kartotinis su vožtuvo judamojo įtaiso savaisiais dažniais. Kai šie dažniai sutampa, pasireiškia rezonansiniai virpesiai, kurių amplitudė yra didelė.

Norint panaikinti rezonansinius reiškinius, reikia sukurti tokį pasipriešinimą vožtuvo judamajam įtaisui, kurio jėga būtų kiek įmanoma proporcinga jo poslinkio greičiui. Tokias sąlygas geriausiai atitinka hidraulinis slopinimas, kuris gaunamas naudojant droselius *n* (4.1 pav., d).

Slopinimo efektyvumas priklauso nuo vožtuvo darbinio skerspjūvio ir droseliavimo kanalo dydžio, kurio matmenys parenkami tyrimų metu.

Inercijos jėgos. Vožtuvo charakteristikai esant pereinamiesiems režimams turi įtakos vožtuvo dinamika, kuri grindžiama jo judamųjų dalių pagreičiais. Inercines jėgas vožtuve lemia pagreitis, judamojo įtaiso ir

prijungtos spyruoklės masės. Pastarosios dydis imamas ⅓ spyruoklės masės. Kai kuriais atvejais (didelių matmenų vožtuvuose ir nupylimo kanaluose, kurių ilgis gana didelis, o skerspjūvis mažas) įvertinama skysčio masė virš vožtuvo ir kanaluose. Atliekant apytikslius skaičiavimus prijungtoji spyruoklės ir skysčio masė imama lygi ½ spyruoklės masės.

Vožtuvo judamojo įtaiso pagreitis imamas iš jo tolygiai greitėjančio judesio sąlygos $a = \frac{2h}{\Delta t^2}$, čia h ir Δt – vožtuvo pakėlimo (atidarymo) aukštis ir laikas.

Patirtis rodo, kad slėgio šuolis atidarant vožtuvą gali siekti 50 % jo nominaliosios reikšmės.

4.2. Plokštelinio tipo vožtuvai

Kai kuriose hidraulinėse pavarose naudojami plokštelinio tipo vožtuvai (4.7 pav., a). Tokie vožtuvai pasižymi dideliu pagaminimo tikslumu ir švarumu, o kartu yra ir labai hermetiški bei patikimi.

Pratekančio pro vožtuvą skysčio kiekis:

$$Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}, \tag{4.37}$$

čia $A = \pi \cdot d \cdot h$ – skysčio pratekėjimo kintamas skerspjūvis; d ir h – vožtuvo lizdo skylės skersmuo ir judamojo įtaiso atidarymo dydis; μ – našumo koeficientas.

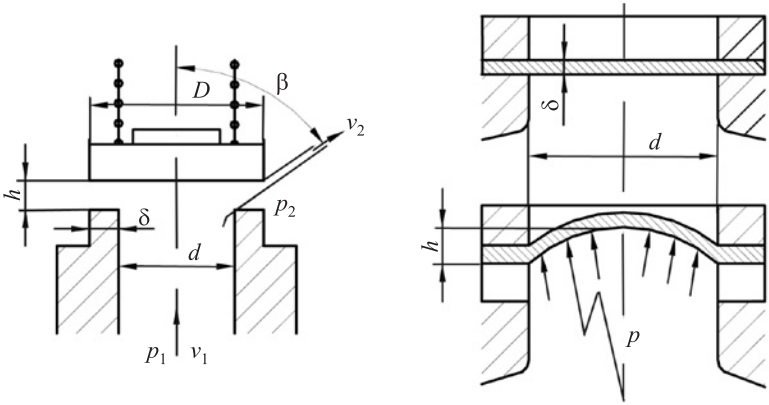
Kadangi skystis per vožtuvus su plokščiu judamuoju įtaisu ir siaura atramine plokštuma teka turbulentiškai, tai našumo koeficientą tokiu atveju imame $\mu = 0{,}62$.

Į vožtuvo judamąjį įtaisą skystis vožtuvo atidarymo metu veikia jėga (trinties ir lizdo storio δ nevertiname):

$$\begin{aligned} F = F_{st} + F_h &= \Delta p \cdot A + Q \cdot \rho\left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right) = \\ &= \Delta p \cdot A + \rho \cdot v_1\left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right) \cdot A, \end{aligned} \tag{4.38}$$

čia F_{st} – skysčio statinio slėgio jėga; $F_h = Q \cdot \rho\left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right) = \rho \cdot v_1 \cdot A \cdot \left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right)$ – hidrodinaminė jėga (srauto reakcija į judamąjį įtaisą), lemianti judesio kiekio kitimą; Q ir r – darbinio skysčio, pratekančio pro vožtuvą, našumas per sekundę ir jo tankis; $\Delta p = p_1 - p_2$ –

slėgio kritimas prieš vožtuvo judamąjį įtaisą (p_1) ir už jo (p_2); $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – vožtuvo lizdo (įtekėjimo kanalo) plotas; v_1 ir v_2 – vidutinis darbinio skysčio greitis prieš judamąjį įtaisą (lizdo skylėje) ir vožtuvo plyšyje; β – srovės, ištekančios iš vožtuvo plyšio, nukrypimo kampas.



a) b)

4.7 pav. Vožtuvų su plokščiu judamuoju įtaisu (a) ir plokštelinio tipo išpučiamu įtaisu (b) skaičiavimo schemos

Srovės nukrypimo kampas β yra kintamasis dydis, kuris priklauso nuo vožtuvo judamojo įtaiso pakėlimo aukščio. Jis mažėja didinant judamojo įtaiso pakėlimo aukštį. Šio kampo dydis priklauso nuo h ir matmenų D, d ir δ santykio (4.7 pav., a), todėl tiksliai apskaičiuoti šio kampo reikšmę priklausomai nuo judamojo įtaiso pakėlimo yra gana sunku. Tai galima padaryti tik eksperimentiniu būdu su tam tikromis prielaidomis. Laikant, kad $D = d$, atliekant apytikslius skaičiavimus eksperimentiškai kampo β reikšmė gauta lygi β = 69°. Kai yra didelis uždengimas ($D > d$) ir nedidelis judamojo įtaiso pakėlimo aukštis h, β galima imti β = 90°.

Spyruoklės jėga, veikianti judamąjį įtaisą, atidarius vožtuvą:

$$F_{sp} = F'_{sp} + c \cdot h = \left(h_0 + h\right) \cdot c, \qquad (4.39)$$

čia $F'_{sp} = c \cdot h_0$ – spyruoklės pradinio suspaudimo jėga (kai $h = 0$); h – vožtuvo judamojo įtaiso pakėlimo kintamoji reikšmė, užtikrinanti rei-

kiamą darbinio skysčio išeigą; h_0 – spyruoklės pradinio suspaudimo dydis (kai $h = 0$); c – spyruoklės tamprumo koeficientas.

Tai įvertinus vožtuvo judamojo įtaiso pusiausvyros sąlyga tokia:

prieš atidarant judamąjį įtaisą:

$$F'_{sp} = c \cdot h_0 = \Delta p_0 \cdot A, \tag{4.40}$$

atidarius judamąjį įtaisą:

$$F_{sp} = \left(h_0 + h\right)c = \Delta p \cdot A + Q \cdot \rho\left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right), \tag{4.41}$$

čia Δp_0 ir Δp – skysčio slėgio kritimas esant $h = 0$ ir $h > 0$.

Kai mažas našumas (esant mažoms h reikšmėms), reaktyviąją srauto jėgą galima atmesti ir tuomet gausime:

$$\left(h_0 + h\right) \cdot c = \Delta p \cdot A. \tag{4.42}$$

Iš čia

$$h_0 + h = \frac{\Delta p \cdot A}{c}. \tag{4.43}$$

Iš lygties (4.38) išplaukia:

$$\Delta p = \frac{F}{A} = \frac{Q \cdot \rho\left(v_1 - v_2 \cdot \cos\beta\right)}{A}. \tag{4.44}$$

Vožtuvo judamojo įtaiso skersmuo daugeliu atvejų imamas:

$$d_j = 1{,}25 \cdot d. \tag{4.45}$$

4.3. Diafragminiai vožtuvai

Superdidelių slėgių sistemose naudoti apsauginius vožtuvus nepatogu, todėl dažnai naudojami diafragminiai (plokšteliniai) vožtuvai (4.7 pav., b), kurių darbinė dalis yra kraštuose pritvirtinta plokštelė, atlaikanti slėgio pokyčius. Slėgiui viršijus skaičiuotinę reikšmę, diafragma suyra. Plokštelės gaminamos iš raudonojo vario, sidabro, bimetalų ir kt.

Kai užspaudžiamojo flanšo briauna yra aštri (4.7 pav., b), tai plokštelė kerpama sutvirtinimo vietoje. Tokiu atveju skaičiavimai atliekami pagal lygtį:

$$p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \tau_k \cdot \pi \cdot d \cdot \delta. \tag{4.46}$$

Iš čia

$$p = 4 \cdot \tau_k \cdot \frac{\delta}{d}, \tag{4.47}$$

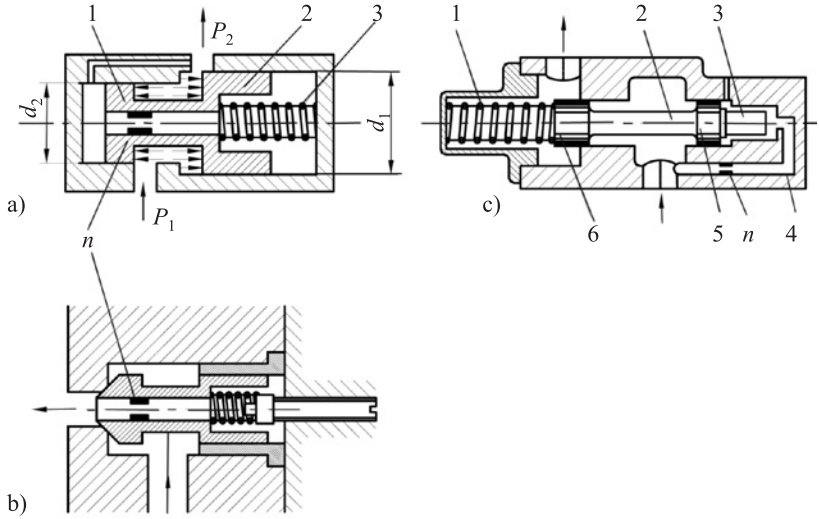
čia τ_k – plokštelės medžiagos tangentiniai kirpimo deformacijos įtempiai; raudonojo vario $\tau_k \approx$ apie 150 MPa; δ – plokštelės storis pradiniu apkrovimo momentu; d – skylės, kurią uždaro plokštelė, skersmuo.

Iš (4.47) plokštelės storis δ:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{4 \cdot \tau_k}. \tag{4.48}$$

4.4. Diferenciniai vožtuvai

Siekiant sumažinti spyruoklės matmenis ir jas veikiančias jėgas, naudojami diferenciniai vožtuvai, kurių hidraulinė jėgos dalis atsiveria dėl skysčio slėgio (4.8 pav., a). Ji atsiveria dėl papildomo stūmoklio 1, sujungto su pagrindiniu vožtuvo uždarymo stūmokliu 2. Matome, kad tokiu atveju spyruoklė priima tik dalį skysčio slėgio, veikiančio plokštumą, lygią stūmoklių 2 ir 1 plotų skirtumui.



4.8 pav. Diferencinių vožtuvų schemos

Tokio vožtuvo išankstinio spyruoklės 3 suspaudimo jėga, neįvertinus trinties, apskaičiuojama iš lygties:

$$F_{sp} = p\left(A_2 - A_1\right) = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_2^{\,2} - d_1^{\,2}\right), \qquad (4.49)$$

čia d_1 ir d_2 – vožtuvo stūmoklių 1 ir 2 skersmenys.

Lygtis (4.49) rodo, kad pagal vožtuvo schemą, nepriklausomai nuo skysčio slėgio ir pratekančio skysčio kiekio, galima naudoti gana mažos jėgos spyruoklę atsižvelgiant tik į tai, kiek leidžia stūmoklio trinties jėgos. Aišku, kad ypač mažinant vožtuvo uždaromojo stūmoklio efektyvųjį plotą, t. y. mažinant stūmoklių 2 ir 1 plotų ($A_1 - A_2$) skirtumą, gaunama tai, kad trinties jėga pagal bendrą jėgų, veikiančių stūmoklį, balansą bus tokia didelė, kad vožtuvas negalės patenkinamai atlikti funkcijų dėl didelės histerezės trinties (4.3 pav.).

Praktika rodo, kad patenkinamam vožtuvo darbui plotų, kuriuos veikia skysčio slėgis, skirtumas turi būti ne mažesnis kaip 0,25 pagrindinio stūmoklio ploto.

Kūginio tipo diferencinio vožtuvo konstrukcinė schema pavaizduota 4.8 pav., b.

Virpesiams slopinti naudojami droseliai *n* (4.8 pav.).

Esant didelei skysčio išeigai, spyruoklės jėgą galima sumažinti sujungus nukraunančiojo sklandžio ir vožtuvo slėgio funkcijas pagal schemą, pateiktą 4.8 pav., c. Sklandžio iškilimų 6 ir 5 skersmenys yra lygūs, dėl to nuo sklandžio plunžerio 2 nukraunamos darbinio skysčio, pratekančio per sklandį, slėgio jėgos. Tokiu atveju sklandžio vožtuvinės dalies spyruoklė 1 priima tik plunžerio 2 antgalio 3 darbinio skysčio slėgio jėgą. Šio antgalio skersmenį galima pasirinkti kokio norima mažumo priklausomai nuo vožtuvo reikalaujamo jautrumo. Skystis tiekiamas į vožtuvinės dalies kamerą 4 per droselį 5, kuris kartu atlieka ir virpesių slopintuvo funkcijas.

4.5. Apsauginis servovožtuvas

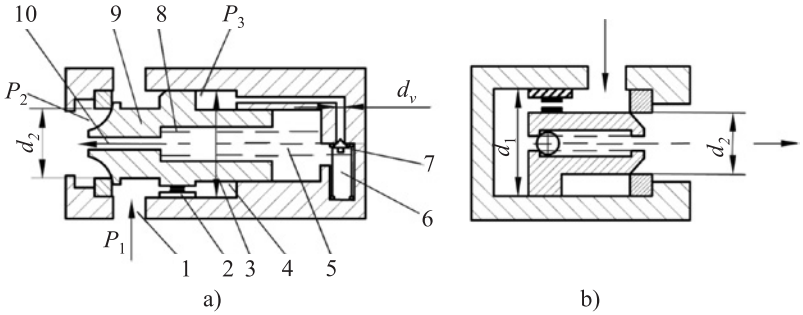
Naudojant tiesioginio veikimo vožtuvus didelio slėgio hidraulinėse sistemose jų judamojo įtaiso skersmuo praktiškai yra ribojamas iki

25 mm, nes esant didesniems skersmenims neleistinai padidėja spyruoklių jėgos. Naudojant diferencinius vožtuvus sumažėja jautrumas.

Norint sumažinti spyruoklės jėgą esant konkrečiam slėgiui ir skysčio išeigai, taip pat norint padidinti vožtuvo jautrumą ir slėgio stabilumą, naudojami servovožtuvai (4.9 pav., a). Tokio vožtuvo darbinio slėgio ertmė 1 per droselinę angą 2 sujungta su ertme 4, todėl slėgiai jose bus vienodi. Vožtuvo uždarymo įtaisą 9 spyruoklė laiko uždarytą. Įtaisas bus uždarytas iki tol, kol darbinio slėgio p_3 jėga ertmėje 4 nugalės spyruoklės 6 veikiamą jėgą ir atidarys pagalbinį vožtuvą 7. Kai šis vožtuvas atsidaro, darbinio skysčio slėgis ertmėje 4 dėl droselio 2 sumažėja, lyginant su slėgiu ertmėje 1. Tuomet judamasis įtaisas 9 pasislinks, o slėgis ertmėje 1 sumažės iki tokio dydžio, kuriam esant darbinio skysčio išeiga per vožtuvą 7 bus lygi tokiam skysčio kiekiui, koks pateks į ertmę 4 pro droseliavimo kiaurymę 2.

Skysčio išspaudimo procesas, o kartu ir pagrindinio vožtuvo atidarymas priklausys tiktai nuo įtekančio į ertmę 4 skysčio kiekio iš slėgio magistralės per droselį 2.

Dėl ypač mažo skysčio kiekio, patenkančio pro droselį 2, stūmoklyje 3 skysčio kiekis, patenkantis į stūmoklį, faktiškai bus stabilus, kartu stabilus bus ir slėgis p_1 esant visiems darbinio skysčio srautų, pratekančių pro įtaiso 9 plyšį, režimams.



4.9 pav. Dviejų laipsnių apsauginių servovožtuvų schemos

Keičiant pagalbinio vožtuvo 7 spyruoklės 6 išankstinio suspaudimo jėgą galima keisti pagrindinio judamojo įtaiso 9 reguliavimą.

Pavyzdžiui, didinant spyruoklės 6 suspaudimo jėgą, slėgis, kuriam esant bus atidaromas vožtuvas 7, padidės. Dėl to padidės ir darbinis slėgis kameroje 1 iki tokio dydžio, kuriam esant bus pasiekta jėgų, veikiančių judamojo įtaiso 9 stūmoklį 3, pusiausvyra.

Kad būtų atsvertas vožtuvas nuo skysčio nupylimo slėgio jėgų, įtaise 9 yra ašinė skylė 10, jungianti vožtuvo nupylimo ertmę su kamera 5, kurios skersmuo lygus vožtuvo lizdo skersmeniui.

4.9 pav., b parodyta panašaus vožtuvo schema su pagrindinio vožtuvo viduryje esančiu pagalbiniu rutuliniu vožtuvu. Šis vožtuvas gerokai paprastesnis negu 4.9 pav., a pavaizduotas vožtuvas gamybos technologijos požiūriu ir skiriasi nuo pastarojo neatsvertumu nuo skysčio nupylimo slėgio jėgų. Šis neatsvertumas apskaičiuojamas santykiu $\left(\frac{d_1^2}{d_1^2 - d_2^2}\right)$, čia d_1 ir d_2 – atitinkamai stūmoklio judamojo įtaiso ir vožtuvo lizdo skersmenys.

Norint padidinti servinio veikimo vožtuvo (4.9 pav., a) jautrumą, reikia padidinti pagalbinio vožtuvo 7 lizdo skerspjūvio skersmenį d_v. Tai lemia spyruoklės 6 matmenų padidėjimą. Patirtis rodo, kad optimalus d_v skersmuo yra 4–5 mm.

Stūmoklio 3 skersmuo d_1 parenkamas apytiksliai lygus dviem lizdo d_2 skersmenims.

Skersmens d_1 didinimas padidina vožtuvo jautrumą, be to, didėja jo matmenys.

Droseliavimo kiaurymės 2 skersmuo parenkamas 3–4 kartus mažesnis už pagalbinio vožtuvo 7 lizdo kiaurymės skersmenį d_v.

Darbinio skysčio tekėjimo pro plyšius ir kitus vožtuvo kanalus greičio ribos yra 5–6 m/s ir nerekomenduojama viršyti 15 m/s greičio.

4.6. Apsauginis vožtuvas su indikatoriniu strypu

Išnagrinėtų tiesioginio veikimo apsauginių vožtuvų trūkumas yra tas, kad dėl slėgio padidėjimo jėga, kuria vožtuvo judamasis įtaisas prisispaudžia prie lizdo (kontaktinis slėgis), mažėja. Vožtuvo judamojo įtaiso atsiplėšimo nuo lizdo momento pradžioje spyruoklės įtempimą visiškai atsveria skysčio slėgis, o tai reiškia, kad jėga, kuria jis

spaudžiamas prie lizdo, sumažės iki nulio. Dėl to vožtuvo sandarumas prieš atsidarant gali būti pažeistas.

Norint išsaugoti sandarumą, reikia, kad vožtuvo judamojo įtaiso prispaudimo prie lizdo jėga būtų išsaugota, iki bus gautas atitinkamas slėgis, kuriam esant bus atidaromas vožtuvas. Tam reikia, kad vožtuvas prieš atidarymą turėtų slėgio laiptelį.

Apsauginio vožtuvo schema, kuri atitinka tokius reikalavimus, pavaizduota 4.10 pav., a. Judamasis stūmoklis 3, kuriame yra rutulinio vožtuvo 2 lizdas, slankioja pakilus slėgiui virš reikiamos reikšmės ir suspaudžia spyruoklę 6.

Tuomet jėga, kuria rutuliukas 2 yra prispaustas prie lizdo, didėjant slėgiui didės. Kai rutuliukas 2, uždengiantis kanalą 4, sujungtą su rezervuaru, dėl stūmoklio 3 poslinkio atsirems į strypą 5, tai plotas, kurį veikia skysčio slėgis, sumažės skylės ploto dydžiu, kurį uždengia rutuliukas. Dėl to jėgų pusiausvyra bus pažeista ir stūmoklio 3 judesys sustos. Stūmoklis vėl pradės judėti tik tuomet, kai slėgis padidės iki tokios reikšmės, kuri nugalės, esant sumažėjusiam vožtuvo plotui, spyruoklės 6 jėgą. Dėl to prieš atidarant vožtuvą susidaro slėgio laiptelis. Kai šis laiptelis bus įveiktas, rutuliukas dėl stūmoklio 3 judesio atšoks iš savojo lizdo ir atidarys skysčio pratekėjimo plyšį šiame stūmoklyje.

Slėgio dydį p_2, kuriam esant rutuliukas 2 atsirems į strypą 5, galima apskaičiuoti pagal išraišką (spyruoklės 1 jėgos nevertiname):

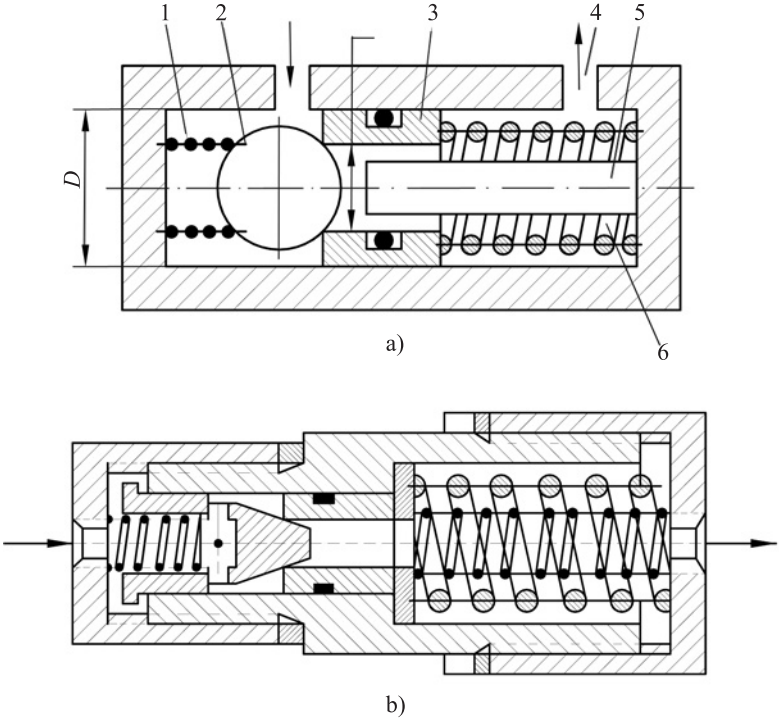
$$p_2 = p_1 \frac{D^2 - d^2}{D^2}, \tag{4.50}$$

čia p_1 – darbinis slėgis, kuriam sureguliuotas vožtuvas; D ir d – stūmoklio 3 skersmuo ir jame esančios kiaurymės skersmuo.

Norint sumažinti nuotėkius (padidinti sandarumą), reikia santykį $\frac{D^2 - d^2}{D^2}$ išlaikyti kuo didesnį.

Kai rutuliukas atsirems į strypą 5, vožtuvas veiks kaip paprastas vožtuvas, tačiau jėga, kuria jis prieš atidarymo pradžią buvo prispaustas prie savojo lizdo, gali būti gauta paprastame vožtuve tik dėl didelio spyruoklės išankstinio suspaudimo.

4.10 pav., b parodyta nagrinėjamo vožtuvo tipinė konstrukcija, kuri apskaičiuota esant 30 MPa slėgiui.



4.10 pav. Apsauginio vožtuvo su indikatoriniu strypu schema (a) ir konstrukcija (b)

Vožtuvų montavimo vietos. Apsauginiai vožtuvai turi būti montuojami kiek galima arčiau tų agregatų, kuriuos jie turi apsaugoti nuo viršijamo slėgio.

Siekiant sušvelninti staigiai padidėjusius slėgius (pavyzdžiui, esant hidrauliniam smūgiui), rekomenduojama naudoti tiesioginio veikimo vožtuvus (4.1 pav.) su kuo mažesne judančių dalių mase, tačiau tiems patiems tikslams naudojant servinio veikimo vožtuvus (4.9 pav., a), pavėlavus vožtuvo pagrindiniam judamajam įtaisui atsidaryti, galimi dideli slėgio svyravimai. Kaip matome iš 4.10 pav., a schemos, vožtuvo judamasis įtaisas 9 gali pasislinkti tik tuomet, kai

atidarytas pagalbinis vožtuvas 7 ir skystis, užpildantis kamerą 4, yra išspaustas į nupylimo kanalą. Be to, skysčio išspaudimo, o kartu ir pagrindinio vožtuvo atidarymo greitis priklausys ir nuo skysčio ištekėjimo į kamerą 4 iš slėgio linijos per droselį 2 greičio.

Bandymai parodė, kad geriausiuose sferinio veikimo vožtuvuose skirtumas tarp pagalbinio vožtuvo 7 ir judamojo įtaiso 9 atidarymo pradžios sudaro 0,01 s.

4.7. Pastoviojo slėgio redukciniai vožtuvai

Kai iš vieno siurblio maitinami keli skirtingo slėgio naudotojai, tai slėgiui sumažinti naudojami redukciniai vožtuvai, kurie palaiko įtekėjimo linijoje darbinio skysčio pastovųjį slėgį.

Tokiu atveju siurblys skaičiuojamas didžiausiam slėgiui, kurio reikia vienam iš šio slėgio naudotojų.

Redukcinis vožtuvas – tai automatiškai veikiantis droselis, kurio pasipriešinimas kiekvienu momentu lygus skirtumui tarp kintamojo slėgio p_k skysčio įtekėjimo į vožtuvą vietoje ir pastoviojo (redukuoto) slėgio p_r skysčio ištekėjimo iš vožtuvo vietoje.

Redukcinis vožtuvas (4.11 pav., a) – tai plunžerinis įtaisas, kurio plunžeris 2 su kūgine galvute 5 spyruoklės 1, išdėstytos plunžerio gale, jėga spaudžiamas į dešinę ir atidaro plyšį skysčiui tekėti iš didelio slėgio p_k linijos 3 į sumažinto slėgio (redukuoto) p_r liniją 4. Kai slėgis p_r šioje linijoje viršys jėgą, kuriai apskaičiuota spyruoklė 1, plunžeris 2, veikiamas darbinio skysčio jėgos, pasislinks į kairę, iš dalies arba visiškai neleisdamas darbiniam skysčiui patekti į sumažinto (redukuoto) slėgio liniją.

Kadangi judamojo įtaiso kūgio 5 skerspjūvio skersmens plokštuma, einanti pagal kontakto taškus aštriomis lizdo briaunomis, lygi atsveriančiojo stūmoklio 2 skersmeniui, tai vožtuvas statiškai atsveria įtekančio darbinio skysčio slėgio p_k jėgos.

Vožtuvas uždarytas, kai:

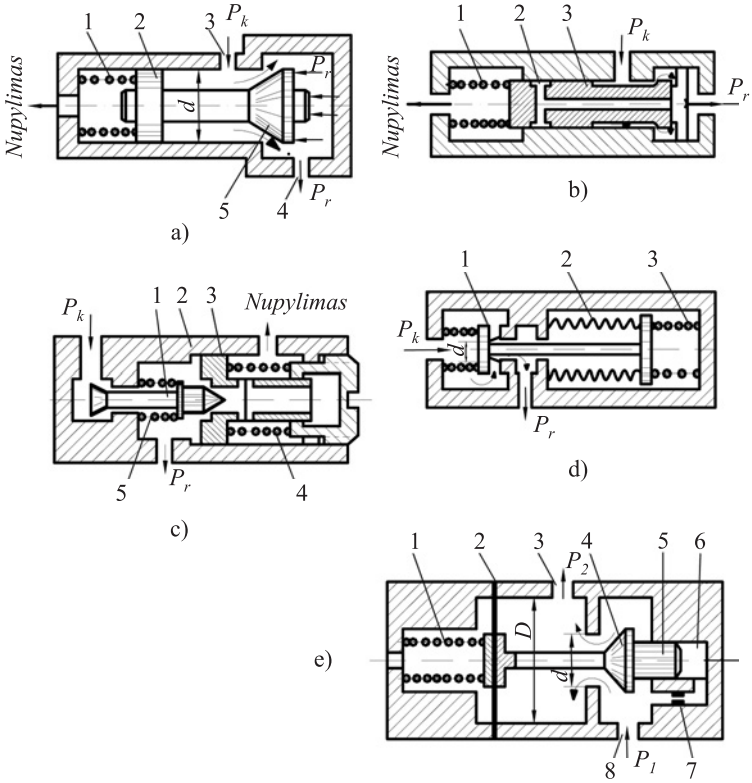
$$F_{1sp} < p_r \cdot A, \tag{4.51}$$

ir atidarytas, kai:

$$F_{2sp} > p_r \cdot A, \tag{4.52}$$

čia F_{1sp} ir F_{2sp} – spyruoklės suspaudimo jėgos, esant uždarytam ir atidarytam vožtuvui (faktiškai esant gana ilgai spyruoklei galima laikyti, kad $F_{1sp} = F_{2sp}$; $A = \dfrac{\pi d^2}{4}$ – stūmoklio 2 skerspjūvio plotas.

Siekiant kompensuoti galimus skysčio slėgio svyravimus hidraulinės sistemos nutekėjimo linijoje, ji sujungiama su reduktoriaus kamera. Tada nupilamo skysčio slėgio jėga į plunžerio stūmoklį sumuojasi su spyruoklės 1 jėga (4.11 pav., a).



4.11 pav. Redukcinių vožtuvų schemos

4.11 pav., b ir c, pateiktos dažniausiai naudojamų redukcinių vožtuvų konstrukcijos. Tokio vožtuvo sklandis 3 (4.11 pav., b), nesant

slėgio ties skysčio ištekėjimo vieta (redukcinio slėgio ertmėje), būna kraštinės padėties dešinėje, kurioje skystis be jokio pasipriešinimo iš slėgio linijos patenka į maitinimo sistemą (į redukcinį slėgį naudojantį įtaisą). Kai maitinimo sistemoje redukcinis slėgis p_r padidėja, tai sklandis 3 pasislenka į kairę, o droseliavimo plyšys susiaurėja, hidraulinis pasipriešinimas padidėja ir redukuojamas slėgis sumažėja. Kai maitinimo sistemoje slėgis sumažėja, tai sklandis, veikiamas spyruoklės 1 jėgos, pasislenka dešinėn, o droseliavimo plyšys ir redukuojamas slėgis sistemoje padidėja.

Kai slėgis sistemoje padidėja iki neleistino dydžio, tai sklandis tiek pasislenka į kairę, kad sujungtų plyšį 2 su nupylimo kamera, t. y. padaro laisvą kelią darbiniam skysčiui ištekėti iš sistemos ir visiškai atjungia slėgio liniją nuo naudotojo linijos.

Reduktoriuje (4.11 pav., c) vožtuvo 1 padėtis atitinka skysčio redukuoto slėgio p_r tiekimo padėtį naudotojui. Esant tokiai vožtuvo padėčiai skystis iš slėgio linijos per plyšį tarp vožtuvo 1 kūginės dalies ir korpuso lizdo 2 patenka naudotojui.

Iki tol, kol redukuotasis slėgis p_r naudotojo sistemoje nepasiekė atitinkamo dydžio, stūmoklis 3 būna spyruoklės 4 tamprumo jėgos nustumtas į kraštinę kairiąją padėtį, kuriai esant vožtuvo 1 adata remiasi į stūmoklio 3 lizdą, spyruoklė 5 suspaudžiama, todėl vožtuvas praleidžia didžiausią skysčio kiekį naudotojui.

Padidėjus įtekančio į reduktorių skysčio slėgiui p_k, padidėja ir redukuotasis slėgis p_r naudotojo sistemoje. Dėl to darbinio skysčio slėgio jėgų veikiamas stūmoklis 3 suspaudžia spyruoklę ir pasislenka į dešinę. Vožtuvas 1, veikiamas spyruoklės 5, pasislenka į dešinę, sumažindamas korpuse tarpelį tarp vožtuvo ir lizdo. Pasiekus reikiamą slėgį sistemoje vožtuvas 1 visiškai užsidaro.

Sumažėjus slėgiui sistemoje, stūmoklis 3 vėl pasislinks į kairę ir atidarys vožtuvą, dėl to slėgis sistemoje padidės.

Padidėjus redukuotajam slėgiui p_r virš tam tikros reikšmės, darbinio skysčio slėgio jėga į stūmoklį padidėja tiek, kad jis pasislenka į dešinę, nutolsta nuo vožtuvo 1 adatos, dėl ko vožtuvas užsidaro, o tarp adatos ir stūmoklio lizdo susidaro plyšys, per kurį skystis išbėga į nu-

pylimo sistemą. Tokiu atveju reduktorius atlieka naudotojo sistemos apsauginio vožtuvo funkcijas.

Kai kuriais atvejais būtina palaikyti tam tikrą redukuotąjį slėgį, esant pratekančio skysčio kiekiui artimam nuliui, o tam reikia didelio hermetiškumo. Kadangi anksčiau išnagrinėtose schemose su plyšiniais sandarikliais (4.29 pav., a–c) reikiamą hermetiškumą užtikrinti sunku, tai naudojami reduktoriai, kurių vožtuvo 1 sandarinimas yra plokščias (galinis) ir kurie turi silfoną 2 (4.11 pav., d).

Tokio vožtuvo pusiausvyros sąlyga apytikriai gali būti užrašyta taip:

$$\left(p_k - p_r\right) A_{\dot{i}} + p_r \cdot A_s = F_{sp} - c \cdot h\,, \qquad (4.53)$$

čia $A_{\dot{i}}$ – d skersmens kiaurymės, pro kurią įteka skystis, skerspjūvio plotas; A_s – naudingasis silfono plotas; p_k – skysčio, įtekančio į vožtuvą, slėgis; F_{sp} – suminė spyruoklių jėga, kai vožtuvo pakilimas $h = 0$; c – spyruoklės 3 ir silfono suminis standumas; h – vožtuvo pakilimo aukštis.

Kol vožtuvo pakilimas h yra mažas, tai jo galime nevertinti. Tuomet lygtis bus:

$$p_r = \left(\frac{F_{sp}^{\;2}}{A_s - A_{\dot{i}}}\right) - \left(p_k \cdot \frac{A_{\dot{i}}}{A_s - A_{\dot{i}}}\right). \qquad (4.54)$$

Mažėjant įtekančio skysčio slėgiui p_k, slėgis p_r už redukcinio vožtuvo truputį padidėja.

Nesant besitrinančių dalių vožtuvas pasižymi dideliu jautrumu, tačiau yra linkęs virpėti.

Norint sumažinti trintį ir padidinti jautrumą esant nedideliems redukciniams slėgiams, vietoj stūmoklio naudojama gumos ir audinio gofruota arba plokščia membrana 2 (4.11 pav., e). Didelio slėgio p_1 skystis patenka į kanalą 8 ir, ištekėjęs pro droseliavimo plyšį, kurį sudaro judamojo įtaiso kūgis 4 ir vožtuvo lizdas, patenka į naudotojo kanalą 3 sumažintu (redukuotu) slėgiu p_r. Spyruoklė 1, kaip ir anksčiau išnagrinėtose schemose, stengiasi atidaryti vožtuvą, o skysčio slėgio jėgos, nukreiptos į membraną ir į su ja sujungtą judamąjį įtaisą 4, stengiasi jį uždaryti. Virpesiams slopinti naudojamas droselis 7.

Tokio vožtuvo darbą rodo šios pradinės lygtys:

• skysčio našumo pro vožtuvą:

$$Q = \pi \cdot \mu \cdot d \cdot h \cdot \alpha \sin\frac{\alpha}{2}\sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}\,. \qquad (4.55)$$

• vožtuvo pusiausvyros (laikoma, kad darbinio skysčio slėgis pasiskirsto tolygiai per visą jo skerspjūvį):

$$F_{sp.0} - c \cdot h - \frac{\pi d^2}{4}(p_1 - p_2) - \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_2 = 0, \qquad (4.56)$$

čia $F_{sp.0}$ – spyruoklės suspaudimo jėga, esant uždarytam vožtuvui (kai $h = 0$); c – spyruoklės standumo konstanta; h – vožtuvo atidarymo (eigos) dydis; d – vožtuvo lizdo skersmuo; D – membranos skersmuo; μ – našumo koeficientas; α – vožtuvo kūgio viršūnės kampas.

Įrašę h reikšmę iš (4.56) formulės į (4.55) formulę gausime:

$$Q = \pi\mu d \sin\frac{\alpha}{2} \cdot \frac{1}{k}\left[F_{sp.0} - (p_1 - p_2)\left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right)\right]\sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \qquad (4.57)$$

čia $k = \dfrac{4c}{\pi d^2}$.

Įrašę į lygtį (4.124) reikšmę $h = 0$, gausime išraišką, pagal kurią apskaičiuosime didžiausiąją slėgio p_2 reikšmę skysčiui ištekant iš reduktoriaus:

$$p_{2\max} = \frac{F_{sp.0}}{\dfrac{D^2}{d^2} - 1} - p_1. \qquad (4.58)$$

Iš šios lygties išplaukia, kad ištekančio skysčio slėgis p_2 priklauso nuo įtekančio slėgio p_1: mažėjant slėgiui p_1, slėgis p_2 didėja.

4.12 pav. pavaizduota dažniausiai paplitusi redukcinio vožtuvo schema. Korpuso 1 ištekinimo vietoje yra redukcinis sklandis 2, kurį spyruoklė nuspaudžia į žemutinę padėtį, atitinkančią laisvą skysčio ištekėjimą iš skysčio tiekimo linijos kanalo d į kamerą b, o toliau – į ištekėjimo liniją.

Dangtelyje 4 yra pagalbinis vožtuvas 5, apkrautas spyruokle 6, kurios suspaudimo jėga reguliuojama smagračiu 7. Sklandis 2 naudojamas darbinio skysčio srauto slėgiui redukuoti, o vožtuvas 5 – redukuotojo slėgio p_r reikiamam dydžiui suderinti.

Skystis iš redukuotojo slėgio kameros *b* teka pro slopinimo skylę *a* sklandyje 2 į pagalbinį vožtuvą 5. Iki tol, kol slėgis p_r maitinimo sistemoje neviršys spyruoklės 6 jėgos, sklandis 6 spyruoklės 3 bus palaikomas žemiausioje padėtyje, kad laisvai praleistų skystį iš kanalo *d* į kamerą *b*. Kai slėgis p_r kameroje *b* pasieks reikiamą dydį, vožtuvas 5 atsidarys, o skystis per kanalą 4 nutekės į nupylimo liniją. Tokiu atveju jėgų, veikiančių sklandį 2, pusiausvyra bus pažeista ir sklandis, kildamas į viršų, sumažins pratekamo plyšio skerspjūvį, užtikrindamas pastovųjį slėgį p_r kameroje *b* nepriklausomai nuo skysčio slėgio p_k įtekėjimo kanale *d*.

Kai redukuotasis slėgis kameroje *b* vėl nukris žemiau reikšmės, kuriai sureguliuota spyruoklė 6, pagalbinis vožtuvas 5 užsidarys dėl slėgio, veikiančio sklandį 2, iš abiejų pusių, bus atsvertas ir veikiamas spyruoklės 3 nusileis žemyn, užtikrindamas laisvą skysčio tekėjimą iš kanalo *d* į kamerą *b*.

Distanciniam valdymui numatytas kanalas, kuris paprastai būna uždarytas kamščiu 8.

Toliau pateiksime kai kuriuos aparatūros praktinio skaičiavimo pavyzdžius.

4.1 uždavinys. 4.31 pav. parodyta rutulinio vožtuvo schema, kai D = 16 mm, d = 10 mm. Reikia apskaičiuoti jėgą, kuri rutuliuką 1 prispaudžia prie vožtuvo lizdo, kai tepalo slėgis ertmėje *A* ir *B* lygūs atitinkamai 10 MPa ir 0,5 MPa.

Sprendimas

a) Apskaičiuojame jėgą, kuri rutuliuką spaudžia iš viršaus:

$$F_1 = p_A \cdot \frac{\pi D^2}{4},$$

$$F_1 = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 16^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 2009{,}6\,\text{N}.$$

b) Apskaičiuojame jėgą, kuri rutuliuką kelia iš apačios:

$$F_2 = p_B \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

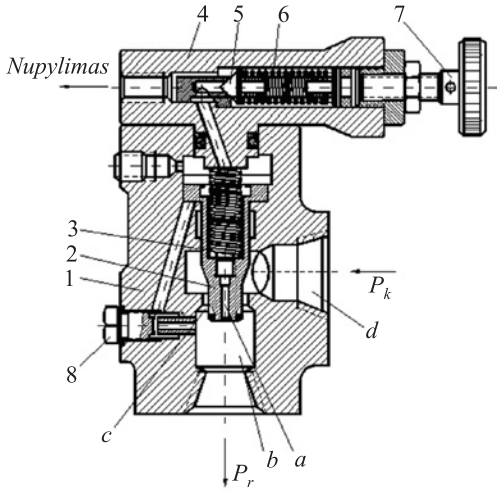
$$F_2 = 0{,}5 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6}}{4} = 39{,}25\,\text{N}.$$

c) Jėga, kuria rutuliukas prispaudžiamas prie vožtuvo lizdo:

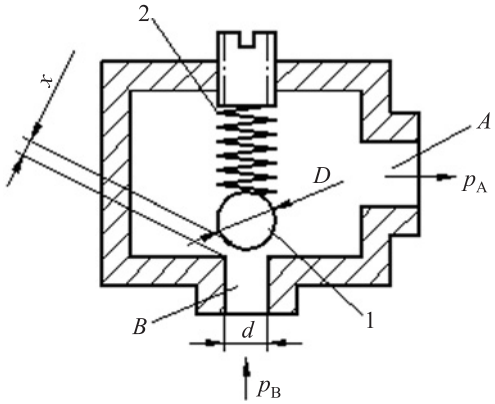
$$F = F_1 - F_2,$$

$$F = 2009,6 - 39,25 = 1970,35 \text{ N}.$$

Atsakymas: *F* = 1970,35 N.



4.12 pav. Redukcinio vožtuvo konstrukcija



4.13 pav. Rutulinio vožtuvo schema

4.2 uždavinys. Rutulinio apsauginio vožtuvo (4.13 pav.) darbas nusakomas tokiais parametrais: didžiausias debitas $Q = 0,5$ l/s, slėgis darbinio skysčio įtekėjimo vietoje $p_B = 10$ MPa ir slėgis darbinio skysčio ištekėjimo vietoje $p_A = 0$. Darbinio skysčio tankis $\rho = 900$ kg/m^3. Reikia rasti spyruoklės 2 jėgą vožtuvo atsidarymo momentu ir rutuliuko 1 atidarymo plyšio x dydį, kurio reikia konkrečiam darbinio skysčio debitui pratekėti. Našumo koeficientas $\mu = 0,65$.

Sprendimas

a) Slėgių skirtumas vožtuve:

$$\Delta p = p_B - p_A,$$

$$\Delta p = 10 - 0 = 10 \text{ MPa}.$$

b) Rutuliuko atidaryto plyšio plotas, kai našumo koeficientas $\mu = 0,65$, apskaičiuojamas išreiškiant plotą iš (4.1) formulės:

$$A = \frac{Q}{\mu\sqrt{2\Delta p / \rho}},$$

$$A = \frac{0,5 \cdot 1000}{0,65\sqrt{2 \cdot 10 \cdot 10^6 / 900}} = 5,16 \text{ mm}^2 = 5,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.$$

c) Vožtuvo įtekėjimo kanalo skersmuo, kai darbinio skysčio greitis jame $v = 10$ m/s:

$$d = \sqrt{\frac{aQ}{\pi v}},$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1000}{3,14 \cdot 10}} = 7,98 \text{ mm} = 0,00798 \text{ m. Imame mm.}$$

d) Rutuliuko skersmuo daugeliu atvejų imamas santykiu 2:1 vožtuvo, pro kurį įteka skystis, atžvilgiu.

Tuomet:

$$D = 2d,$$

$$D = 2 \cdot 8 = 16 \text{ mm}.$$

e) Spyruoklės jėga vožtuvo atsidarymo momentu lygi:

$$F_{sp} = p_B \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

$$F_{sp} = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}008^2}{4} = 502{,}4 \text{ N}.$$

f) Rutuliuko atidaryto plyšio aukštis:

$$x = \frac{A}{\pi d},$$

$$x = \frac{5{,}16}{3{,}14 \cdot 8} = 0{,}205 \text{ mm}.$$

Atsakymas: F_{sp} = 502,4 N; x = 0,205 mm.

4.3 uždavinys. Reikia apskaičiuoti darbinio skysčio išeigą per tarpelį tarp dviejų cilindrinių detalių, sudarančių slankiojančią kinematinę porą, kai cilindrinių detalių skersmenys d_1 = 200,4 mm, d_2 = 200 mm, kontakto ilgis l = 150 mm. Stūmoklis nejudamas. Slėgio kritimas $\Delta p = 20$ MPa, darbinio skysčio dinaminė klampa $\mu = 170 \cdot 10^{-4}$ N·s/m^3.

Sprendimas

1. Radialinis tarpelis tarp koncentriškai išsidėsčiusių cilindrinių detalių lygus:

$$\delta = \frac{d_1 - d_2}{2},$$

$$\delta = \frac{200{,}4 - 200}{2} = 0{,}2 \text{ mm}.$$

2. Tarpelio plotis:

$$B = \pi d,$$

čia $d = d_2$; $B = 3{,}14 \cdot 200 = 628$ mm.

3. Darbinio skysčio išeiga tarpelyje tarp cilindrinių paviršių apskaičiuojama pagal formulę:

$$Q = Av = \frac{\Delta p \delta^3 B}{12 \mu l};$$

Žiediniai plyšiai susidaro koncentriškai išsidėstant dviem cilindriniams paviršiams, pavyzdžiui, stūmokliniam cilindrui. Kadangi darbinio skysčio išeiga kinta proporcingai žiedinio tarpelio tarp cilindro ir stūmoklio dydžiui, būtina tarp jų užtikrinti kuo mažesnį tarpelio dydį.

Kai tarp cilindrinių detalių ekscentricitetas didžiausias, tuomet darbinio skysčio išeiga per tarpelį padidėja 2,5 karto, lyginant su koncentriniu plyšiu tarp cilindrinių detalių [48]:

$$Q_e = 2{,}5Q\,.$$

Nesant ekscentriciteto, kai cilindrinės detalės išsidėsčiusios koncentriškai, darbinio skysčio išeiga lygi:

$$Q = Av = \frac{\Delta p \delta^3 B}{12\mu l},$$

$$Q = \frac{20\cdot 10^6 (0{,}2\cdot 10^{-3})^3 \cdot 0{,}628}{12\cdot 170\cdot 10^{-4}\cdot 0{,}15} = 0{,}328\cdot 10^{-2}\ \text{m}^3/\text{s}.$$

4. Darbinio skysčio išeiga esant pilnutiniam kontaktuojančių cilindrinių detalių ekscentritetui:

$$Q_e = 2{,}5\cdot 0{,}328\cdot 10^{-2} = 0{,}82\cdot 10^{-2}\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Atsakymas: Q = 0,328·10^{-2} m^3/s; Q_e = 0,82·10^{-2} m^3/s.

4.4 uždavinys. Reikia apskaičiuoti plotą droselio darbinės angos, pro kurią prateka skystis hidraulinės sistemos slėgio linijoje, kurioje slėgis lygus $p_s = 0{,}5$ MPa. Darbinio skysčio išeiga per droselį $Q = 0{,}8$ l/s, skysčio tankis $\rho = 900$ kg/m^3.

Sprendimas

1. Darbinio skysčio kiekis, ištekantis pro angą, apskaičiuojamas pagal formulę (Spruogis 2010):

$$Q = \mu A\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}\,,$$

čia μ – darbinio skysčio išeigos pro angą koeficientas; šiuo atveju jo reikšmė imama $\mu \cong 0{,}7$; A – droselio darbinės angos plotas; Δp – slėgio kritimas droselyje.

Iš darbinio skysčio kiekio formulės išreiškiame droselio darbinės angos ploto išraišką:

$$A = \frac{Q}{\mu\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}\,,$$

$$A = \frac{0,8 \cdot 10^{-3}}{0,7\sqrt{\frac{2 \cdot (10 - 0,5) \cdot 10^6}{900}}} = 7,9 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2.$$

Atsakymas: $A = 7,9 \cdot 10^{-6}$ m².

4.5 uždavinys. Sklandžio slėgio linijoje slėgis p_s = 20 MPa, apkrovos slėgis $p_a = 18$ MPa. Darbinio skysčio išeiga per sklandį Q = 30 l/mm (sklandis keturių angų, darbinis skystis – mineralinė alyva). Reikia apskaičiuoti pagrindinius sklandžio parametrus. Darbinio skysčio išeigos pro angą koeficientas $\mu \cong 0,7$. Sklandžio eiga x = 2 mm.

Sprendimas

1. Apskaičiuojame darbinio skysčio išeigą per sekundę pro sklandį:

$$Q = \frac{30}{60} = 0,51 / \text{s}.$$

2. Pagrindiniai parametrai ištekant pro sklandį darbiniam skysčiui yra: darbinės angos plotas ir plotis.

3. Slėgio kritimas sklandžio darbinėje angoje lygus:

$$\Delta p = \frac{p_s - p_a}{2},$$

$$\Delta p = \frac{(20 - 18)}{2} = 1\ \text{MPa}.$$

4. Darbinės angos plotas (Spruogis 2010):

$$A = \frac{Q}{\mu\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}},$$

$$A = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1 \cdot 10^6}{900}}} = 0,152 \cdot 10^{-4}\ \text{m}^2.$$

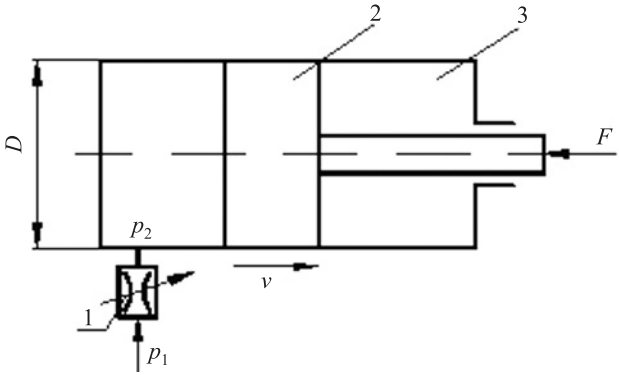
5. Darbinės angos plotis, kai sklandžio eiga $x = 2$ mm, lygi:

$$b = \frac{A}{x},$$

$$b = \frac{0{,}152 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 10^{-3}} = 7{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

Atsakymas: A = 0,152·10^{-4} m^2; b = 7,6·10^{-3} m^2.

4.6 uždavinys. Reikia rasti darbinio skysčio slėgį p_1 prieš droselį 1 (4.14 pav.), kuriam esant $D = 100$ mm skersmens, stūmoklis 2 judės greičiu $v = 0{,}05$ m/s. Stūmoklio kotą veikianti jėga $F = 4$ kN, droselio angos plotas $A_{dr.} = 8$ mm^2, debito koeficientas $\mu = 0{,}7$. Cilindro 3 tūrinis naudingumo koeficientas $\eta_t = 0{,}98$. Darbinio skysčio, tiekiamo į cilindro bekotę ertmę, tankis $\rho = 900$ kg/m^3. Trinties cilindre ir slėgio kotinėje ertmėje nereikia vertinti.



4.14 pav. Vienpusio veikimo hidraulinio cilindro greičio valdymo droselio schema

Sprendimas

1. Pro droselį pratekančio darbinio skysčio kiekis lygus į cilindrą patenkančiam darbinio skysčio debitui:

$$Q = \frac{v \cdot A}{\eta_t} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v}{4 \cdot \eta_t},$$

$$Q = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2 \cdot 0{,}05}{4 \cdot 0{,}98} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m/s.}$$

2. Ištekančio iš droselio darbinio skysčio slėgis lygus darbinio skysčio slėgiui cilindre:

$$p_2 = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi D^2},$$

$$p_2 = \frac{4 \cdot 4000}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2} = 0{,}51 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 0{,}51 \text{ MPa}.$$

3. Slėgių skirtumas droselyje:

$$\Delta p_{dr.} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{\mu A_{dr.}}\right)^2,$$

$$\Delta p_{dr.} = \frac{900}{2}\left(\frac{4 \cdot 10^{-4}}{0{,}7 \cdot 8 \cdot 10^{-6}}\right)^2 = 2{,}3 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2{,}3 \text{ MPa}.$$

4. Darbinio skysčio slėgis prieš droselį:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{dr.},$$

$$p_1 = 0{,}51 + 2{,}3 = 2{,}81 \text{ MPa}.$$

Atsakymas: $\boldsymbol{p_1 = 2{,}81}$ MPa.

4.7 uždavinys. Reikia apskaičiuoti jėgą, būtiną plunžeriui perstumti keturių linijų plunžeriniame skirstytuve, kad susidarytų plyšys skysčiui pratekėti, kurio dydis $x = 2$ mm. Plunžeris tolygiai juda greičiu $v = 5 \cdot 10^{-3}$ m/s, slėgių skirtumas $\Delta p = 1$ MPa. Plunžerio skersmuo $D = 20$ mm, radialinis tarpelis tarp korpuso ir plunžerio $\delta = 0{,}05$ mm, debito koeficientas $\mu = 0{,}7$. Darbinis skystis – mineralinė alyva, kurios tankis $\rho = 900$ kg/m^3, o srauto ištekėjimo kampas $\alpha = 69°$.

Sprendimas

1. Plunžerio plyšio plotas:

$$A = \pi D x,$$

$$A = 3{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}002 = 1{,}25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

2. Darbinio skysčio debitas pro plunžerio plyšį:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

$$Q = 0,7 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \cdot 1 \cdot 10^6}{900}} = 4,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}.$$

3. Plunžerio judėjimo trinties jėga:

$$F_{tr.} = \rho v_{50} A v / \delta,$$

$$F_{tr.} = 900 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 5 \cdot 10^{-3} / 0,05 \cdot 10^{-3} \approx 0,$$

čia $v_{50} = 50 \cdot 10^{-6}$ m³/s – alyvos kinematinis klampos koeficientas, esant $t = 50$ °C.

4. Plunžerį veikianti ašinė hidrodinaminė jėga:

$$F_{hd} = 2Q \cos\alpha \sqrt{\rho \Delta p},$$

$$F_{hd} = 2 \cdot 4,12 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 69° \sqrt{900 \cdot 1 \cdot 10^6} = 88,75 \text{ N}.$$

5. Plunžeriui perstumti reikalinga jėga:

$$F = F_{tr.} + F_{hd},$$

$$F = 0 + 88,75 = 88,75 \text{ N}.$$

Atsakymas: *F* = 88,75 N.

5. VAMZDYNŲ SKAIČIAVIMAS

Tūrinėse hidraulinėse pavarose vamzdynai vadinami hidraulinėmis linijomis, kurių skaičiavimas apima vamzdžio vidinio skersmens ir slėgio kritimo apskaičiavimus. Visi hidraulinių linijų skaičiavimai atliekami laikant, kad darbo skysčio (mineralinės alyvos) srautas yra nepertraukiamas ir debitai Q_1, Q_2, Q_3 ... per atitinkamus skerspjūvius yra vienodi, t. y.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q = \text{const}. \tag{5.1}$$

Kai skerspjūvio plotas, per kurį prateka skysčio debitas Q, yra A, o vidutinis skysčio tekėjimo greitis v, tai debitas

$$Q = vA. \tag{5.2}$$

Apvaliam vamzdžiui, kurio vidinis skersmuo d,

$$Q = v\frac{\pi d^2}{4}. \tag{5.3}$$

Vamzdžio vidinis skersmuo d iš formulės (5.3) apskaičiuojamas taip:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1{,}13\sqrt{\frac{Q}{v}}. \tag{5.4}$$

Prieš apskaičiuojant nuostolius ir slėgio kritimą, būtina apskaičiuoti darbinio skysčio tekėjimo režimą kiekviename hidraulinės linijos ruože pagal Reinoldso skaičių, kurio reikšmė apvalaus skerspjūvio vamzdžiui, kai vidinis skersmuo d apskaičiuojamas pagal formulę

$$\text{Re} = \frac{vd}{\upsilon}, \tag{5.5}$$

čia v – vidutinis greitis; υ – darbo skysčio kinematinė klampa.

Pagal formulę (5.5) apskaičiuotą Reinoldso skaičių būtina sulyginti su žemiausia kritine Reinoldso skaičiaus reikšme $\text{Re}_{kr} \leq 2320$. Kai gautas Reinoldso skaičius $\text{Re} \leq 2320$, tai visi hidrauliniai skaičiavimai atliekami esant skysčio laminarinio tekėjimo režimui apvaliame vamzdyje, o kai $\text{Re} > 2320$, tuomet visi hidrauliniai skaičiavimai atliekami esant turbulentiniam režimui.

Tūrinės hidraulinės pavaros vamzdyno slėgio nuostoliai h_{sl} apskaičiuojami tiek trumpoms hidraulinėms linijoms, t. y. įvertinant slėgio nuostolius tiek linijos ilgyje, tiek ir esant visiems vietiniams pasipriešinimams, kurie yra išsidėstę šioje hidraulinėje linijoje.

Hidraulinės linijos slėgio nuostoliai h_{hl} apskaičiuojami kiekvienai atskirai hidraulinės linijos atšakai priklausomai nuo jos ilgio ir skersmens. Taip pat apskaičiuojami kiekvienos atskiros hidraulinės linijos atšakos vietiniai pasipriešinimai h_v. Bendri slėgio nuostoliai h_{bsl} gaunami sumuojant visus slėgio nuostolius kaip pagal kiekvienos atskiros hidraulinės linijos atšakos nuostolius pagal ilgį, taip pat įvertinant ir tos atšakos suminius vietinius pasipriešinimo nuostolius, t. y.

$$h_{bsl} = \sum h_{hl} + \sum h_v. \tag{5.6}$$

Tūrinėje hidraulinėje pavaroje vamzdžiai, sujungiantys atskiras hidraulinės linijos vamzdžių atšakas ir sudarantys vietinius pasipriešinimus, yra santykinai mažo ilgio. Darbinio skysčio tekėjimas šiuose vamzdžiuose ne visada suspėja stabilizuotis į aiškiai pasireiškiantį laminarinį arba turbulentinį skysčio tekėjimo režimą, todėl skaičiavimas nustatant bendrų slėgio nuostolių h_{bsl} reikšmę pagal (5.6) formulę yra apytikris. Tačiau tūrinėje hidraulinėje pavaroje apskaičiuojant pagal (5.6) formulę bendrus slėgio nuostolius h_{bsl} laikome, kad esant šiems sujungimams darbinio skysčio tekėjimas spėja stabilizuotis į laminarinį arba turbulentinį skysčio tekėjimo režimą.

Slėgio kritimas vamzdyno ilgyje

$$h_v = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \tag{5.7}$$

čia λ – Darsi koeficientas (hidraulinės trinties koeficientas); v – darbo skysčio tekėjimo greitis d skersmens ir l ilgio vamzdyje.

Darbo skysčio laminarinio tekėjimo režimo atveju Darsi koeficiento teorinė reikšmė apskaičiuojama pagal tokią išraišką:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \tag{5.8}$$

Siekiant įvertinti padidėjusius hidraulinius nuostolius metaliniuose vamzdžiuose dėl jų netiesiškumo, ovališkumo, vietinių įdubų ir panašiai, (5.8) formulėje skaičių 64 padidiname iki 75. Paprastai tūrinėms hidraulinėms pavaroms darbinio skysčio laminarinio tekėjimo režimu Darsi koeficientas apskaičiuojamas pagal tokią išraišką:

$$\lambda = \frac{75}{\mathrm{Re}}. \tag{5.9}$$

Darbiniam skysčiui tekant vamzdynuose turbulentiniu režimu Darsi koeficientas apskaičiuojamas pagal pusiau empirines arba empirines formules, taip pat iš grafikų ir lentelių. Pastaruoju metu paplito universali Altšulio formulė:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{K_e}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}, \tag{5.10}$$

čia K_e – absoliutus ekvivalentinis šiurkštumas. Vidutinė jo reikšmė naujiems besiūliams plieniniams vamzdžiams K_e = 0,014, o vamzdžiams iš spalvotųjų metalų K_e = 0,001.

Tūrinių hidraulinių pavarų vamzdynuose darbo skysčiui tekant turbulentiniu režimu, kai Reinoldso skaičius $2320 \leq \mathrm{Re} \leq 10\ 000$, Darsi koeficientą galima apskaičiuoti pagal gerokai supaprastintą Blaziuso formulę

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}. \tag{5.11}$$

Vietiniai slėgio nuostoliai

$$h_v = \xi \frac{v^2}{2g}, \tag{5.12}$$

čia ξ – vietinių hidraulinių pasipriešinimų koeficientas. Šis koeficientas yra nustatytas bandymais ir pasirenkamas iš 5.1 lentelės; v – darbinio skysčio tekėjimo vidutinis greitis esant vietiniams pasipriešinimams.

5.1 lentelė. Vietinių hidraulinių pasipriešinimų koeficientas ξ

Vietinis hidraulinis pasipriešinimas	ξ
Hidraulinis skirstytuvas	2
Staigus vamzdžio išlankstymas	1
Tolygus vamzdžio posūkis	0,2
Išgręžtas kampuotis	2
Prijungtas antgalis ir guminės žarnos prijungimo vieta	0,15
Nuimama savaime užsidaranti mova	1,5
Prisijungimo vieta prie slėgio vamzdyno apsauginio ar kitokio hidraulinio vožtuvo	0,1
Darbinio skysčio įtekėjimo į hidraulinį variklį ertmė	1
Darbinio skysčio ištekėjimo iš hidraulinio variklio ertmė	1,1

Reikia atkreipti dėmesį į tai, kad jeigu kai kurių vamzdyno atšakų skersmenys vienodi, tai bendri slėgio nuostoliai

$$h_{bsl} = \left(\lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \xi\right) \frac{v^2}{2g}, \qquad (5.13)$$

čia $\sum l$ – vieno skersmens vamzdžių bendras ilgis; $\sum \xi$ – visų vietinių pasipriešinimų koeficientų suma tų vamzdyno atšakų, kurių skersmenys vienodi.

Kai vamzdyno pradžioje slėgis p_1, o gale p_2, tai slėgio kritimas (nuostoliai) $\Delta p = p_1 - p_2$ apskaičiuojamas pagal Bernulio lygtį:

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{bsl}, \qquad (5.14)$$

užrašytą skysčio skerspjūviams vamzdyno pradžioje ir gale, būtent:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho g h_{bsl} + \rho g (h_2 - h_1) + \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}, \qquad (5.15)$$

čia h_1 ir h_2 – vamzdyno pradžioje ir gale skysčio skerspjūvių svorio centrų išsidėstymo vertikaliosios koordinatės, kurios skaičiuojamos nuo lyginamosios horizontalios plokštumos; v_1 ir v_2 – vamzdyno pradžioje ir gale skysčio skerspjūviuose vidutiniai tekėjimo greičiai; ρ – skysčio tankis.

Tūrinėje hidraulinėje pavaroje apskaičiuodami slėgio kritimą vamzdyne (5.15) formulės paskutinį dedamąjį atmetame kaip labai mažą. Tuomet

$$\Delta p = \rho g(h_{bsl} + h_2 - h_1)\,. \tag{5.16}$$

Daugeliu atvejų nustatant slėgio kritimą tūrinės hidraulinės pavaros vamzdyne taip pat neįvertinamas slėgio aukščių skirtumas $h_2 - h_1$, kuriuose išsidėstę vamzdyno pradžios ir galo skerspjūviai. Tuomet Δp apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\Delta p = \rho g h_{bsl}\,. \tag{5.17}$$

Slėgio kritimo Δp skaičiavimo eiga pateikta 5.1 uždavinyje.

Plonasienio apvalaus vamzdžio mažiausias sienelės storis δ apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_{adm}}\,, \tag{5.18}$$

čia p – perteklinis darbo skysčio slėgis vamzdyne; d – vamzdžio vidinis skersmuo; σ_{adm} – vamzdžio medžiagos leistinieji tempimo įtempiai.

Skysčio, pratekančio pro įmovą arba skylę storoje sienelėje (5.1 pav., a), debitas lygus:

$$Q = \mu A\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}\,, \tag{5.19}$$

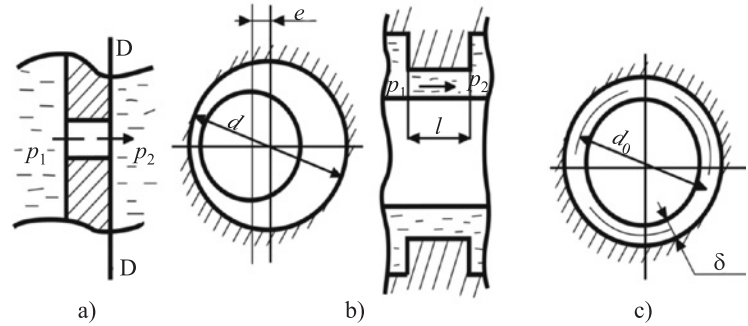
o skysčio, pratekančio pro ekscentrinį žiedinį tarpelį (5.1 pav., b), debitas lygus:

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12\upsilon\rho g l}\cdot K = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12\upsilon\rho l}\cdot K\,, \tag{5.20}$$

čia μ – skysčio, ištekančio pro skylę, debito koeficientas (esant cilindrinei įmovai arba skylei storoje sienelėje $\mu = 0{,}8 \div 0{,}82$); A – įmovos arba skysčio debito ištekėjimo skerspjūvio D–D plotas (5.1 pav., a); ρ – skysčio tankis; $\Delta p = p_1 - p_2$ – skysčio slėgio kritimas skysčiui pratekant pro įmovą, skylę arba žiedinį tarpelį; υ – skysčio kinematinė klampa; d_0 – vidutinis skersmuo ir δ – mažiausias tarpelis, kai plunžeris arba velenas 1 skylėje (5.1 pav., c) išsidėstę koncentriškai;

l – žiedimo tarpelio ilgis (5.1 pav., b); K – koeficientas, įvertinantis ekscentritetą e, kurio dydžiu plunžeris arba velenas 1 (2.1 pav., b) išsidėsto skylėje:

$$K = 1 + \left(\frac{e}{\delta}\right)^2. \qquad (5.21)$$



p_1, p_2 – slėgis

5.1 pav. Įmovų arba skylių schemos

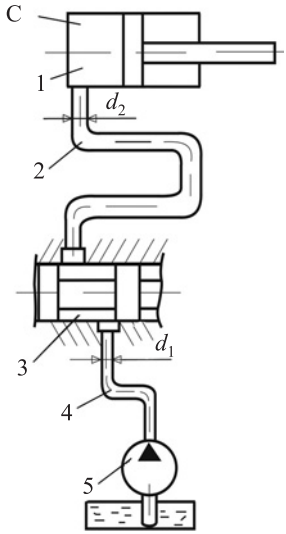
Kai plunžeris arba velenas skylėje išsidėstę koncentriškai, $K = 1$, kai ekscentricitetas didžiausias, t. y. kai $\delta = e$, jo reikšmė, gauta eksperimento būdu, yra lygi $K = 2{,}5$.

Uždaviniai

5.1 uždavinys. Hidraulinės sistemos slėgio liniją (5.2 pav.), jungiančią siurblį 5 su hidrauliniu cilindru, sudaro vamzdynas 4, kurio skersmuo $d_1 = 20$ mm ir ilgis $l_1 = 2$ m turi du stačius įlinkimus, ir vamzdyno 2, kurio skersmuo $d_2 = 25$ mm ir ilgis $l_2 = 2{,}5$ m turi keturis stačius įlinkimus. Siurblio 5 išvystomas našumas $Q = 80$ l/min. Darbinio skysčio tankis $\rho = 900$ kg/m^3, o kinematinė klampa $\upsilon = 3 \cdot 10^{-5}$ m^2/s.

Apskaičiuoti, kokį slėgį išvystys siurblys, kai hidraulinio cilindro ertmėje C slėgis $p = 10$ MPa.

Vietinio pasipriešinimo koeficientai yra tokie: stačių vamzdynų įlinkių $\zeta_{\text{įl}} = 1$, hidraulinio skirstytuvo $\zeta_{h\ sk} = 2$, įtekėjimo į hidraulinio cilindro 1 ertmę C $\zeta_{\text{įt}} = 1$. Hidraulinio cilindro 1 aukščio padėties virš siurblio 5 koeficientai nevertinti.



5.2 pav. Hidraulinės sistemos schema

Sprendimas

Siurblio išvystomas slėgis p_s turi būti didesnis už hidraulinio cilindro 1 ertmėje C esantį slėgį dydžiu Δp hidraulinės sistemos slėgio linijoje, t. y.

$$p_s = p + \Delta p = p + \rho g h_{sl.l},$$

čia $h_{sl.l}$ – nuostoliai hidraulinės sistemos slėgio linijoje, kuriuos apskaičiuojame tokia tvarka.

• Pagal (5.3) formulę apskaičiuojame vidutinius darbo skysčio tekėjimo greičius v_1 ir v_2 atitinkamai 4 ir 2 vamzdžiuose:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2},$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 60} = 4{,}25 \text{ m/s},$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2},$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}025^2 \cdot 60} = 2{,}72 \text{ m/s}.$$

• Apskaičiuojame vamzdžiui 4 Re_1 ir λ_1:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu},$$

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{4{,}25 \cdot 0{,}02}{3 \cdot 10^{-5}} = 2833.$$

Kadangi $\mathrm{Re}_1 = 2833 > \mathrm{Re}_{kr} = 2320$, tai vamzdyje 4 darbinio skysčio tekėjimą apskaičiuojame kaip turbulentinį ir pagal (5.11) formulę gauname

$$\lambda_1 = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}_1}},$$

$$\lambda_1 = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{2833}} = 0{,}043.$$

• Apskaičiuojame vamzdžiui 2 Re_2 ir λ_2:

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu},$$

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{2{,}72 \cdot 0{,}025}{3 \cdot 10^{-5}} = 2267.$$

Kadangi $\mathrm{Re}_2 = 2267 < \mathrm{Re}_{kr} = 2320$, tai vamzdyje 2 darbo skysčio tekėjimą skaičiuojame kaip laminarinį. Pagal (5.9) formulę nustatome

$$\lambda_2 = \frac{75}{\mathrm{Re}_2},$$

$$\lambda_2 = \frac{75}{2267} = 0{,}033.$$

• Apskaičiuojame slėgio nuostolius $h_{sl.l}$ hidraulinės sistemos slėgio linijoje. Nuostoliams $h_{sl.l}$ apskaičiuoti išsivesime formulę iš (5.6) ir (5.13) formulių:

$$h_{sl.l.} = \sum h_{v1} + \sum h_{v2} = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + 2\xi_{lenk}\right) \cdot \frac{v_1^2}{2g} +$$

$$+ \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_{hsk} + 4\zeta_{lenk} + \zeta_{it}\right) \cdot \frac{v_2^2}{2g},$$

$$h_{sl.l.} = \left(0,043 \cdot \frac{2}{0,02} + 2 \cdot 1\right) \cdot \frac{4,25^2}{2 \cdot 9,81} +$$

$$+\left(0,033 \cdot \frac{2,5}{0,025} + 2 + 4 \cdot 1 + 1\right) \cdot \frac{2,72^2}{2 \cdot 9,81} = 9,68 \text{ m}.$$

• Pagal (5.17) formulę apskaičiuojame darbo skysčio slėgio kitimą hidraulinės sistemos slėgio linijoje:

$$\Delta p = \rho g h_{sl.l},$$

$$\Delta p = 900 \cdot 9,81 \cdot 9,68 = 0,09 \text{ MPa}.$$

• Apskaičiuojame siurblio išvystomą slėgį:

$$p_s = p + \Delta p,$$

$$p_s = 10 + 0,09 = 10,09 \text{ MPa} \approx 10,1 \text{ MPa}.$$

Atsakymas: p_s = 10,1 MPa.

5.2 uždavinys. Vertikaliame įsiurbimo vamzdyje darbo skysčio debitas Q = 15,7 l/min, skysčio tankis ρ = 900 kg/m^3, kinematinė klampa $\upsilon = 3 \cdot 10^{-5}$ m^2/s. Darbo skystis teka į viršų.

Apskaičiuoti šio vamzdyno skersmenį d ir slėgio nuostolius vienam vertikalaus vamzdžio ilgio vienetui, kai leistinas vidutinis darbo skysčio tekėjimo greitis v = 1 m/s.

Sprendimas

Vamzdyno skersmuo d apskaičiuojamas pagal (5.4) formulę:

$$d = 1,13\sqrt{\frac{Q}{v}},$$

$$d = 1,13\sqrt{\frac{15,7 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 60}} = 0,0182 \text{ m} = 18,2 \text{ mm}.$$

Apskaičiuotą vamzdžio skersmens reikšmę d = 18,2 mm apvaliname pagal skysčio pratekėjimo kanalų sąlyginius skersmenis (Spruogis 2010) d = 20 mm.

Darbo skysčio slėgio kritimą vamzdyje h_v apskaičiuojame tokia tvarka:

• Apskaičiuojame faktinį vidutinį darbo skysčio tekėjimo greitį vamzdyje $d = 20$ mm $= 0{,}02$ m. Iš (5.3) formulės apskaičiuojame greitį

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

$$v = \frac{4 \cdot 15{,}7 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 60} = 0{,}833 \text{ m/s}.$$

• Apskaičiuojame darbo skysčio tekėjimo režimą vamzdyje. Iš (5.5) formulės randame Reinoldso skaičių

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu},$$

$$\mathrm{Re} = \frac{0{,}833 \cdot 0{,}02}{3 \cdot 10^{-5}} = 555{,}3.$$

Gautas skaičius $\mathrm{Re} = 555{,}3 < \mathrm{Re}_{kr.} = 2320$, todėl darbo skysčio tekėjimo režimas vamzdyje yra laminarinis.

• Kadangi darbo skysčio tekėjimo režimas vamzdyje yra laminarinis, tai pagal (5.9) formulę apskaičiuojame Darsi koeficientą:

$$\lambda = \frac{75}{\mathrm{Re}},$$

$$\lambda = \frac{75}{555} = 0{,}1351.$$

• Pagal (5.7) formulę apskaičiuojame slėgio kritimo nuostolius vamzdžio 1 m ilgyje (l = 1 m):

$$h_v = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

$$h_v = 0{,}1351 \frac{1}{0{,}02} \frac{0{,}833^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}24 \text{ m}.$$

• Pagal (5.16) formulę apskaičiuojame slėgio kritimą, įvertindami, kad vertikaliame vamzdyje $h_2 - h_1 = 1$ m:

$$\Delta p = \rho g \left(h_v + h_2 - h_1 \right),$$

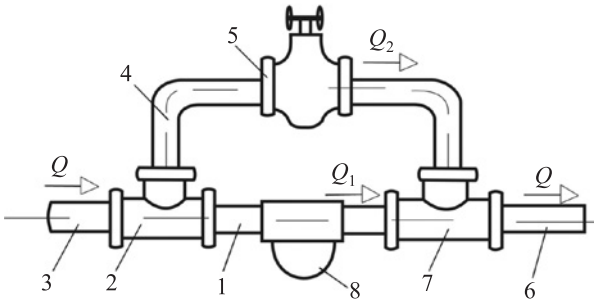
$$\Delta p = 900 \cdot 9{,}81 \left(0{,}24 - 1 \right) = 10\,948 \text{ Pa}.$$

Atsakymas: Δp = 10 948 Pa.

5.3 uždavinys. 5.3 pav. pavaizduota hidraulinės sistemos dalis, kurioje lygiagrečiai prie tiesaus vamzdžio 1, kurio ilgis l_1 = 5 m ir kuriame yra filtras 8, prijungti vamzdžiai 4 (l_2 = 8 m ilgio) su tarp jų esančiu ventiliu 5. Visame ruože vamzdyno skersmuo d = 20 mm. Įtekėjimo vamzdyje 3 darbo skysčio debitas Q = 2 l/s.

Neatsižvelgiant į slėgio kritimus trišakiuose 2 ir 7, apskaičiuoti darbo skysčio debitus Q_1 ir Q_2 vamzdžiuose 1 ir 4.

Skaičiuojant slėgio nuostolius vamzdžiuose, laikoma, kad Darsi koeficientas λ = 0,04, o vietinių pasipriešinimų koeficientai yra tokie: filtro ξ_f = 15, ventilio ξ_v = 3, vamzdžio užapvalinimų ξ_a = 0,5.



5.3 pav. Hidraulinės sistemos dalis

Sprendimas

• Darbo skysčio slėgio kritimas Δp_1 vamzdyje 4, taip pat Δp_2 vamzdyje 1 atitinkamai trišakiuose 2 ir 7 yra slėgių p_1 ir p_2 skirtumas. Tuomet

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = p_1 - p_2 = \rho g h_{n_1} = \rho g h_{n_2},$$

iš čia nustatome, kad $h_{n_1} = h_{n_2} = h_n$, be to, slėgio nuostolius h_{n_1} ir h_{n_2} pagal (5.6) formulę galima apskaičiuoti taip:

$$h_{n_1} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \xi_f\right)\frac{v_1^2}{2g},$$

$$h_{n_1} = \left(0{,}04\frac{1}{0{,}02} + 15\right)\frac{v_1^2}{2g} = 25\frac{v_1^2}{2g},$$

$$h_{n_2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + 2\xi_a + \xi_v\right)\frac{v_2^2}{2g},$$

$$h_{n_2} = \left(0,04\frac{1}{0,02} + 2 \cdot 0,5 + 3\right)\frac{v_2^2}{2g} = 20\frac{v_2^2}{2g},$$

čia v_1 ir v_2 – darbinio skysčio tekėjimo greičiai atitinkamai vamzdžiuose 4 ir 1.

• Įvertindami dvi paskutines lygtis ir skysčio balanso debito lygtį vamzdžiuose $Q = Q_1 + Q_2$, užrašytą taikant vidutinius greičius v_1 ir v_2, gausime tokią lygčių sistemą:

$$h_{n_1} = 25\frac{v_1^2}{2g},$$

$$h_{n_2} = 20\frac{v_2^2}{2g},$$

$$Q = v_1\frac{\pi d^2}{4} + v_2\frac{\pi d^2}{4}.$$

Išspręsime šias lygtis. Kadangi $h_{n_1} = h_{n_2} = h$, tai

$$25\frac{v_1^2}{2g} = 20\frac{v_2^2}{2g},$$

suprastinę ir atlikę veiksmus gausime:

$$v_1 = 0,89v_2.$$

Įrašę į Q reikšmes gausime:

$$Q = \left(0,89v_2 + v_2\right)\frac{\pi d^2}{4},$$

iš čia

$$1,89v_2 = \frac{2 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,14 \cdot 0,02^2} = 6,36,$$

$$v_2 = 3,36m/s,$$

o greitis $v_1 = 0,89 \cdot v_2$,

$$v_1 = 3m/s.$$

• Dabar apskaičiuosime darbo skysčio debitus vamzdžiuose 4 ir 1.

$$Q_1 = v_1 \frac{\pi d^2}{4},$$

$$Q_1 = 3\frac{3{,}14 \cdot 0{,}02^2}{4} = 0{,}94 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s} = 0{,}94\ \text{l/s},$$

$$Q_2 = v_2 \frac{\pi d^2}{4},$$

$$Q_2 = 3{,}36\frac{3{,}14 \cdot 0{,}02^2}{4} = 1{,}06 \cdot 10^{-3}\ \text{m}^3/\text{s} = 1{,}06\ \text{l/s}.$$

Atsakymas: v_1 = 3 m/s, v_2 = 3,36 m/s, Q_1 = 0,94 l/s, Q_2 = 1,06 l/s.

5.4 uždavinys. Vamzdynas, kurio skersmuo d = 100 mm, transportuojama nafta, kurios tankis ρ = 920 kg/m^3, o kinematinės klampos koeficientas yra $\upsilon = 1{,}3 \cdot 10^{-4}$ m/s. Apskaičiuoti naftos debitą esant pereinamajam režimui iš laminarinio tekėjimo į turbulentinį.

Sprendimas

• Esant pereinamajam tekėjimo režimui iš laminarinio į turbulentinį naftos debitas proporcingas kritiniam greičiui, t. y. $Q_{kr} = v_{kr} \cdot A$, bet

$$v_{kr} = \frac{\text{Re}_{kr} \cdot \upsilon}{d},\ A = \frac{\pi d^2}{4},$$

iš čia naftos tūrinis debitas

$$Q_{kr} = \frac{\text{Re}_{kr} \cdot \upsilon}{d} A = \frac{2320 \cdot \upsilon \pi d^2}{4d} = 580\pi\upsilon d,$$

$$Q_{kr} = 580 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}3 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}1 = 2{,}36 \cdot 10^{-2}\ \text{m}^3/\text{s};$$

masinis kritinis debitas

$$M_{kr} = \rho Q_{kr},$$

$$M_{kr} = 920 \cdot 2{,}36 \cdot 10^{-2} = 27{,}71\ \text{kg/s};$$

svorinis kritinis debitas

$$G_{kr} = \rho g Q_{kr},$$

$$G_{kr} = 920 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}36 \cdot 10^{-2} = 213\ \text{N/s}.$$

Atsakymas: Q_{kr} = 2,36·10^{-2} m^3/s, M_{kr} = 27,71 kg/s, l/s, G_{kr} = 213 N/s.

5.5 uždavinys. Vamzdynu transportuojama nafta, kurios tankis $\rho = 930$ kg/m^3, kinematinės klampos koeficientas $\upsilon = 4{,}5 \cdot 10^{-4}$ m^3/s; vamzdžio skersmuo $d = 156$ mm; ilgis $l = 5000$ mm; o svorinis debitas $G = 2 \cdot 10^6$ N/h. Apskaičiuoti slėgio kritimo nuostolius vamzdžio ilgyje ir hidraulinį nuolydį.

Sprendimas

• Naftos tekėjimo režimas nustatomas pagal Reinoldso skaičių

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\upsilon}.$$

Čia

$$v = \frac{Q}{A}, \text{ o } Q = \frac{G}{\rho g}.$$

$$Q = \frac{2 \cdot 10^6}{930 \cdot 9{,}81 \cdot 3600} = 0{,}06 \text{ m}^3/\text{s},$$

tuomet

$$v = \frac{0{,}06 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}156^2} = 3{,}14 \text{ m/s}.$$

• Apskaičiuojame Re skaičių

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\upsilon},$$

$$\mathrm{Re} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}156}{4{,}5 \cdot 10^{-4}} = 1090,$$

kadangi $\mathrm{Re} = 1090 < \mathrm{Re}_{kr} = 2320$, tai naftos tekėjimo režimas yra laminarinis.

Darsi koeficientas

$$\lambda = \frac{64}{1090} = 0{,}059.$$

• Slėgio kitimo nuostoliai vamzdžio ilgyje apskaičiuojami pagal Darsi ir Vaisbacho formulę:

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

$$\Delta h = 0{,}059 \frac{5000}{0{,}156} \frac{3{,}14^2}{2 \cdot 9{,}81} = 950 \text{ mm}.$$

• Hidraulinis nuolydis

$$i = \frac{\Delta h}{L},$$

$$i = \frac{950}{5000} = 0{,}19.$$

Atsakymas: *Q* = 0,06 m³/s, *s, i* = 0,19.

5.6 uždavinys. Naftos svorinis debitas yra $G = 12 \cdot 10^6$ N/para. Transportuojamos naftos tankis $\rho = 880$ kg/m^3, kinematinė klampa $\upsilon = 1{,}1 \cdot 10^{-4}$ m^2/s. Nafta transportuojama horizontaliu vamzdžiu, kurio d = 156 mm, o ilgis l = 2000 m. Apskaičiuoti slėgį p_1 vamzdyno pradžioje, kai slėgis vamzdžio gale p_2 = 0,15 MPa.

Sprendimas

• Pirmiausia apskaičiuojame tūrinį debitą:

$$Q = \frac{G}{\rho g},$$

$$Q = \frac{12 \cdot 10^6}{880 \cdot 9{,}81 \cdot 24 \cdot 3600} = 0{,}016 \text{ m}^3/\text{s}.$$

• Apskaičiuojame naftos tekėjimo greitį:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

$$v = \frac{4 \cdot 0{,}016}{3{,}14 \cdot 0{,}156^2} = 0{,}85 \text{ m/s}.$$

• Apskaičiuojame Reinoldso skaičių

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\upsilon},$$

$$\text{Re} = \frac{0{,}85 \cdot 0{,}156}{1{,}1 \cdot 10^{-4}} = 1205,$$

$$\text{Re} = 1205 < \text{Re}_{kr} = 2320,$$

todėl naftos tekėjimo vamzdyne režimas yra laminarinis.

• Darsi koeficientas lygus

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}},$$

$$\lambda = \frac{64}{1205} = 0,053.$$

• Sudarysime Bernulio lygtį nagrinėjamo vamzdyno pradžioje ir gale:

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + a_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + a_2 \frac{v_2^2}{2g} + \Delta h_{1-2}.$$

Kadangi vamzdynas yra horizontalus ir pastovaus skersmens, tai $h_1 = h_2, v_1 = v_2$ arba

$$p_1 = \rho g \left(\frac{p_2}{\rho g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \right) = p_2 + \lambda \rho \frac{l}{d} v^2,$$

$$p_1 = 0,15 \cdot 10^6 + 0,053 \cdot 880 \frac{2000}{0,156} \cdot 0,85^2 =$$

$$= 0,15 \cdot 10^6 + 0,43 \cdot 10^6 = 0,58 \text{ MPa}.$$

Atsakymas: p_1 = 0,58 MPa.

Literatūra

Spruogis, B. 1987. *Hidraulinės mašinos*: mokomoji knyga. Vilnius: LTSR A ir SVMM leidybinė taryba. 112 p.

Spruogis, B. 1988. *Statybos ir kelių mašinų hidraulinių pavarų skaičiavimas ir projektavimas*: metodikos nurodymai. Vilnius: VISI. 77 p.

Spruogis, B. 1991. *Hidraulinės mašinos ir pavaros*: vadovėlis. Vilnius: Mokslas. 328 p.

Spruogis, B.; Šatas, A. 1991. *Hidraulinės mašinos ir pavaros. Savivarčių hidraulinių keltuvų skaičiavimas*: metodikos nurodymai. Vilnius: Technika. 23 p.

Spruogis, B. 2008, 2010. *Hidraulinių ir pneumatinių sistemų skaičiavimas ir projektavimas*: mokomoji knyga. Vilnius: Technika. 163, 160 p.

Staponkus, V.; Valiūnas, K. 1998. *Hidraulika ir pneumatika*: mokomoji knyga. Kaunas: Technologija.

Valiūnas, K. 2006. *Hidraulikos ir pneumatikos uždaviniai ir sprendimai*: mokomoji knyga. Kaunas: Technologija. 199 p.

Žiedelis, S. 2008. *Hidraulinių pavarų skaičiavimo metodika ir uždaviniai*: mokomoji knyga. Kaunas: Technologija. 112 p.

Альтшуль, А. 1976. *Примеры расчетов по гидравлике.* Москва: Стройиздат. 256 с.

Башта, Т. 1974. *Объемные насосы и двигатели гидросистем. Учебник.* Москва: Машиностроение. 607 с.

Баленков, Ю. и др. 2009. *Гидравлика и гидропривод. Задачник.* Москва: Изд. „Экзамен“. 238 с.

Гейер, В. и др. 1981. *Гидравлика и гидропривод*. Москва: Недра. 300 с.

Зарубежные масла, смазки, присадки, технические жидкости: Международный каталог. 2005. Вып. 3/000. Москва: ООО Издательский центр „Техинформ МАИ“. 380 с.

Калекин, А. 2005. *Гидравлика и гидропривод машины*. Москва: Машиностроение. 500 с.

Метревели, В. Н. 2007. *Сборник задач по курсу гидравлики с решениями*. Москва: Высшая школа. 201 с.

Некрасов, Б. 1989. *Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу*. Учебное пособие. Москва: Высшая школа. 192 с.

Никитин, О. 2010. *Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник*. Москва: Из-во МТТУ им. н. з. Баумана. 415 с.

Перекрестов, А. В. 1983. *Задачи по объемному гидроприводу*. Киев: Вища школа. 144 с.

PRIEDAS

Kai kurių skysčių tankis, klampa, tūrinio plėtimosi ir suslėgimo koeficientų reikšmės

(Kai atmosferinis slėgis, arba 760 mm gyvsidabrio stulpelio aukščio, o temperatūra $T = 293$ K arba, $t = 20$ °C.)

Skysčio pavadinimas	Tankis ρ, kg/m^3	Klampos dinaminis koeficientas $\eta \cdot 10^3$, H·s/m^2	Klampos kinematinis koeficientas $\upsilon \cdot 10^6$, m^2/s	Tūrinio plėtimosi koeficientas $k_v \cdot 10^3$, laipsn. $^{-1}$	Tūrinio slėgimo koeficientas $k \cdot 10^3$, m^2/MN
Vanduo	998,2	1,00	1,006	0,20	0,49
Etilo spiritas	790	1,20	1,52	1,10	0,78
Gyvsidabris	13546	1,54	0,114	0,18	0,039
Glicerinas	1260	1490	11 800	0,49	0,25
Žibalas	820	2,05	2,5	0,96	0,77
Oras	1,2	0,0179	14,9	–	–
Metanas	0,668	0,0111	16,6	–	–

Pastabos:
1. Oro ir metano ρ, η ir reikšmės pateiktos esant santykinei drėgmei 0,5.
2. Atliekant skaičiavimus, laikyti, kad vandens ir gyvsidabrio tankio reikšmės yra: $\rho_v = 1000$ kg/m^3, $\rho_{gyv} = 13\,600$ kg/m^3.