

EESTI PÕLLUMAJANDUSE AKADEEMIA

H. HALDRE

VEETÕSTESEADMED
II

TARTU 1967

ADH

72918

EESTI PÕLUMAJANDUSE AKADEEMIA
MAAPARANDUSE KATEEDER

H. HALDRĚ

VEETÕSTESEADMED
II

TARTU 1967

Эстонская сельскохозяйственная академия
г. Тарту, ул. Рийа, 12

Х. Халдре

ВОДОПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ II

На эстонском языке

F₂

Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu

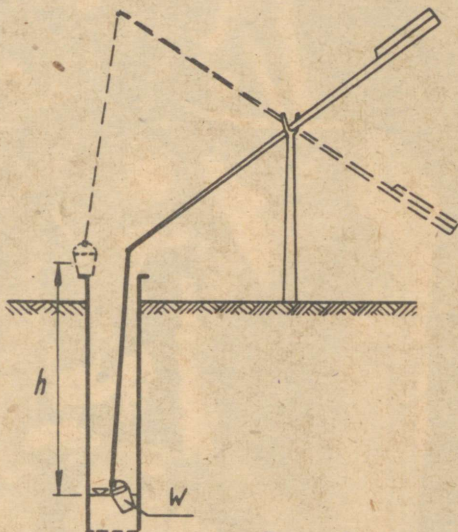
72918

ARHIIVKOGU

I. ARHAILISED VEETÕSTESEADMED

§ 1. Lihtsamate veetõsteseadmete üldiseloomustus

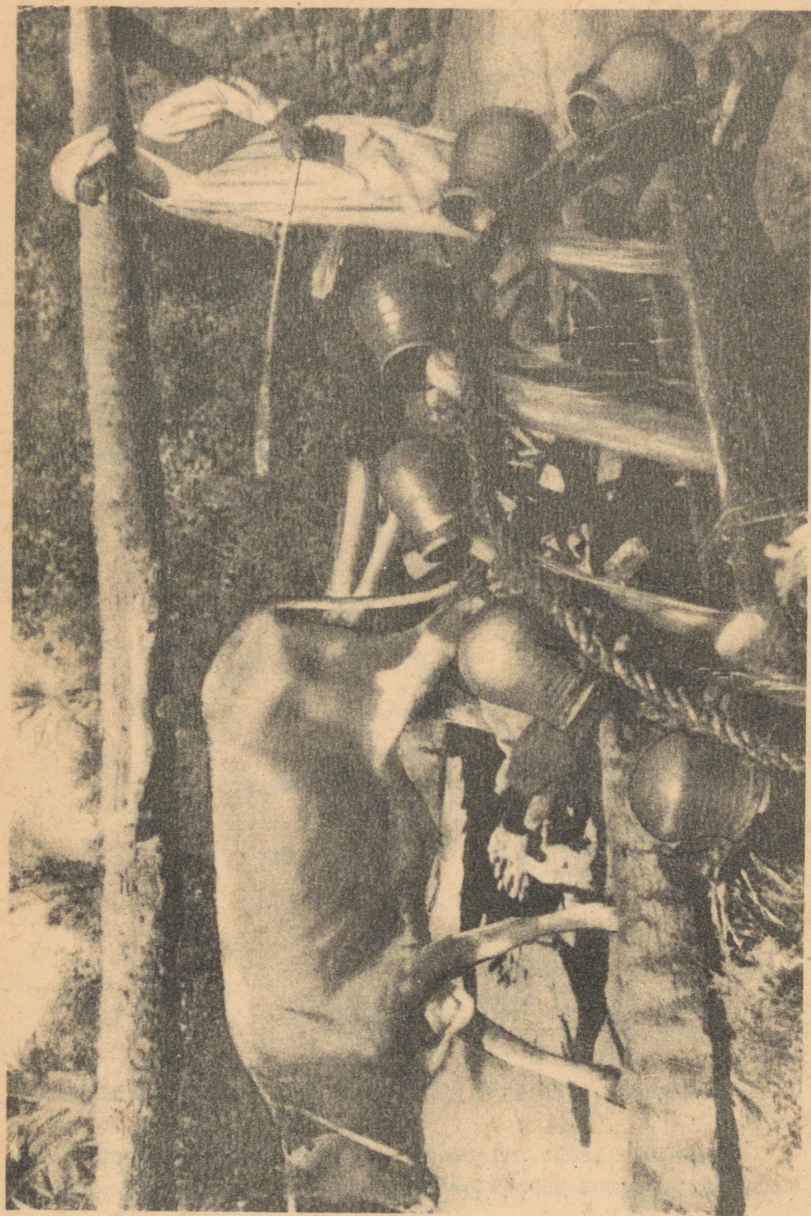
Arhailisteks nimetatakse käesolevas töös selliseid veetõsteseadmeid, mis muudavad ainult vedeliku asendienergiat - tõstavad konkreetse vedelikumahu madalamalt nivooalt kõrgemale. Kõige lihtsam sedalaadi seade on kooguga kaev (joon. 1):



Joon. 1.

ühe töökäiguga tõstetakse veemaht W (üks pangetäis) kõrgusele h .

Põhimõtteliselt niisamuti töötavad kõik käesolevas peatükis kirjeldatud veetõsteseadmed. Rõhku nad ei tekita ja

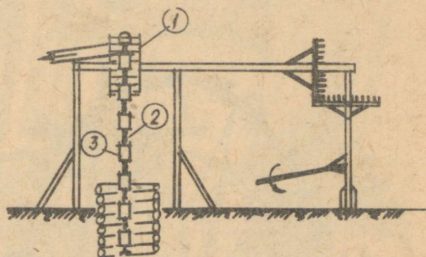


vett torusidpidi ülespoole liikuma panna ei suuda. Sedatüüpi veetõsteseadmed on vanimad inimsoo ajaloo, neid kasutati laialdaselt niisutusvee tõstmiseks põldudele antiikkultuuri maades (Egiptuses, Babüloonias, Samarkandis, Indias jm.). Vähe arenenud maades tarvitatakse neid tänapäevani (joon. 2). Oma ehituselt on arhailised veetõsteseadmed lihtsad, enamasti kohapeal valmistatavad, nende kasutegur võib olla küllaltki kõrge.

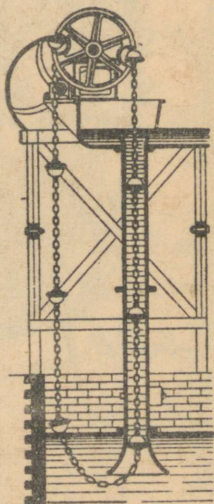
Konstruksioonilt võib sellised veetõsteseadmeid liigitada 1) kopptõstukiteks, 2) flantstõstukiteks, 3) veetõsteratateks ja 4) veetõstekruvideks (nn. Arhimedese kruvid).

Kopptõstuki näitena on joonisel 3 toodud tšigiri konstruktsioon. Üle puittrumli (1) jookseb kett (2) selle külge

Joon. 3.



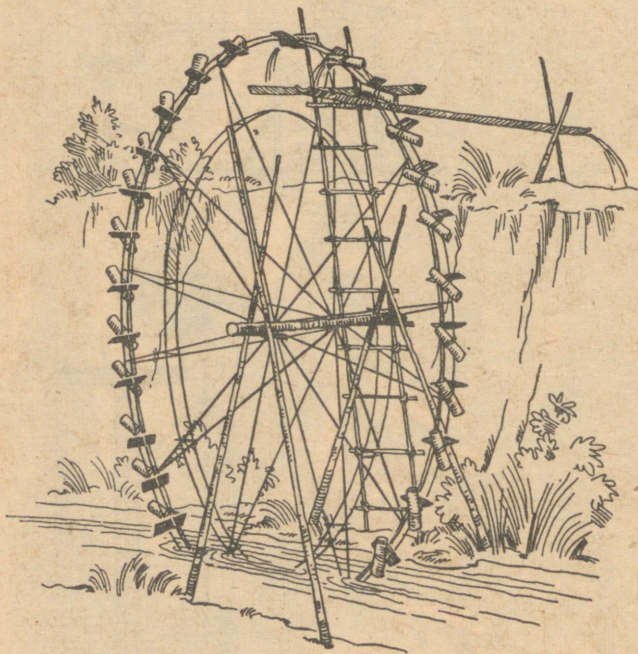
Joon. 4.



kinnitatud koppadega (3). Trumli peal kummutatakse kopa sisu äravoolurenni. Tšigiri tõstekõrgus on 5-12 m, kasutegur 0,25-0,5, vooluhulk 10-20 m³/h. Kasutatakse loomade veojõudu (vt. joon. 2).

Flantstõstukil (joon. 4) on keti küljes hulk kettaid, mis tõukavad vee mööda tõstetoru üles. Sellise seadme tootlikkus võib küündida 75 m³/h, kasutegur 0,65-ni.

Koppratast (joon. 5) kasutati kohtades, kus voolukiirus oli üle ühe meetri sekundis. Veevool paneb ratta pöörlema ja selle külge kinnitatud kopad tõstavad vee äravoolurenni. Joonisel on kujutatud Hinas kasutatud 12 m kõrgune bambusest ratas. Selline ratas võis samal ajal olla ka energiaallikaks keerukale vee edasitoimetamise süsteemile (joon. 6).

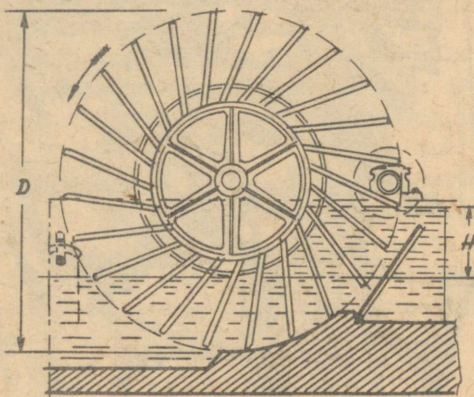


Joon. 5.



Joon. 6.

Kuni käesoleva sajandi alguseni olid laialt levinud veetõsterattad (joon. 7). Et ratta tõstekõrgus oleneb otseselt



Joon. 7.

ratta läbimõõdust ($H \approx 0,2D$), siis kujunesid veetõsterattad küllaltki suurteks ($D \geq 10$ m).

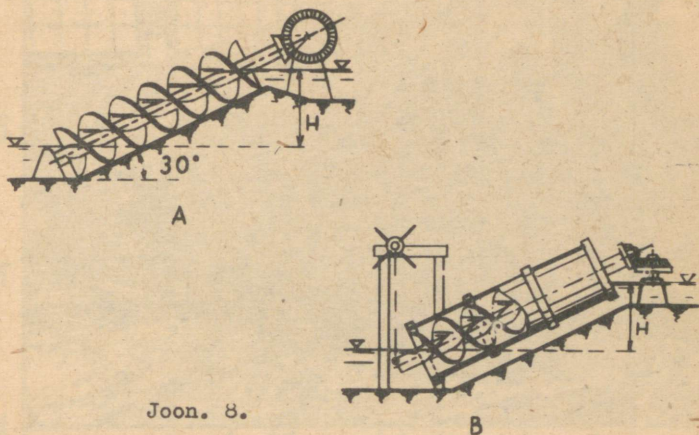
Selliste algeliste veetõsteseadmete kombineeritud koostööga võis vett tõsta üsna kõrgele. Ajaloost on tuntud nn. Marly masin, mille abil Seine'i jõe vesi tõsteti 163 meetri kõrgusele Versailles' lossi puskkaevudesse.

Kirjeldatud kohmakad veetõsteseadmed on tänapäeval asendatud märksa kompaktsemate ja töökindlamate propeller- ja tsentrifugaalpumpadega.

Arhailistest veetõsteseadmetest ainsana on tänapäevani säilitanud oma tähtsuse Arhimedese kruvi.

§ 2. Arhimedese kruvi

Viimasel ajal on uuesti levima hakanud üks vanimaid arhailisi veetõsteseadmeid - nn. Arhimedese kruvi (joon. 8).

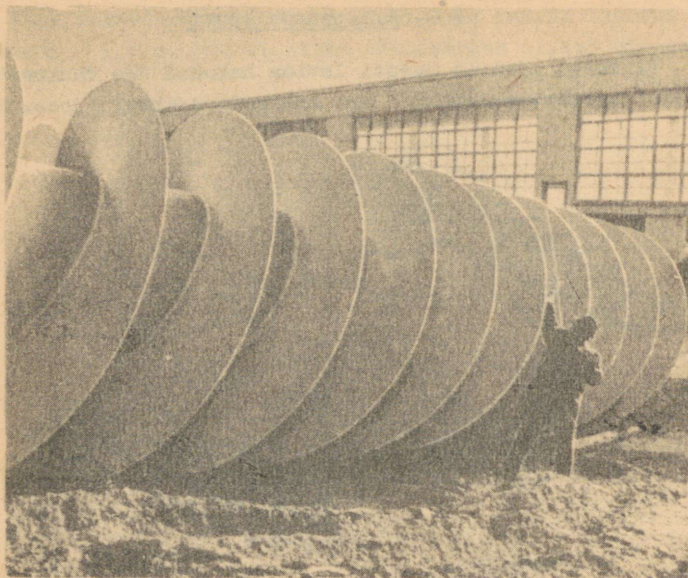


Joon. 8.

Hollandis, kus polderkuivendus on ainuvõimalik põllumajandusliku maa juurdesaamise moodus, kasutatakse seda poldripumbaajaamades. Arhimedese kruvi sobib hästi ka reostunud vee pumpamiseks, mistõttu teda kasutatakse välismaal kanalisatsioonipumbana. Joonisel 9 kujutatud Hollandis valmistatud hiigelkruvi seati hiljuti üles Kölni reoveepumbaajaama.

Kasutatakse kaht erinevat tööskeemi.

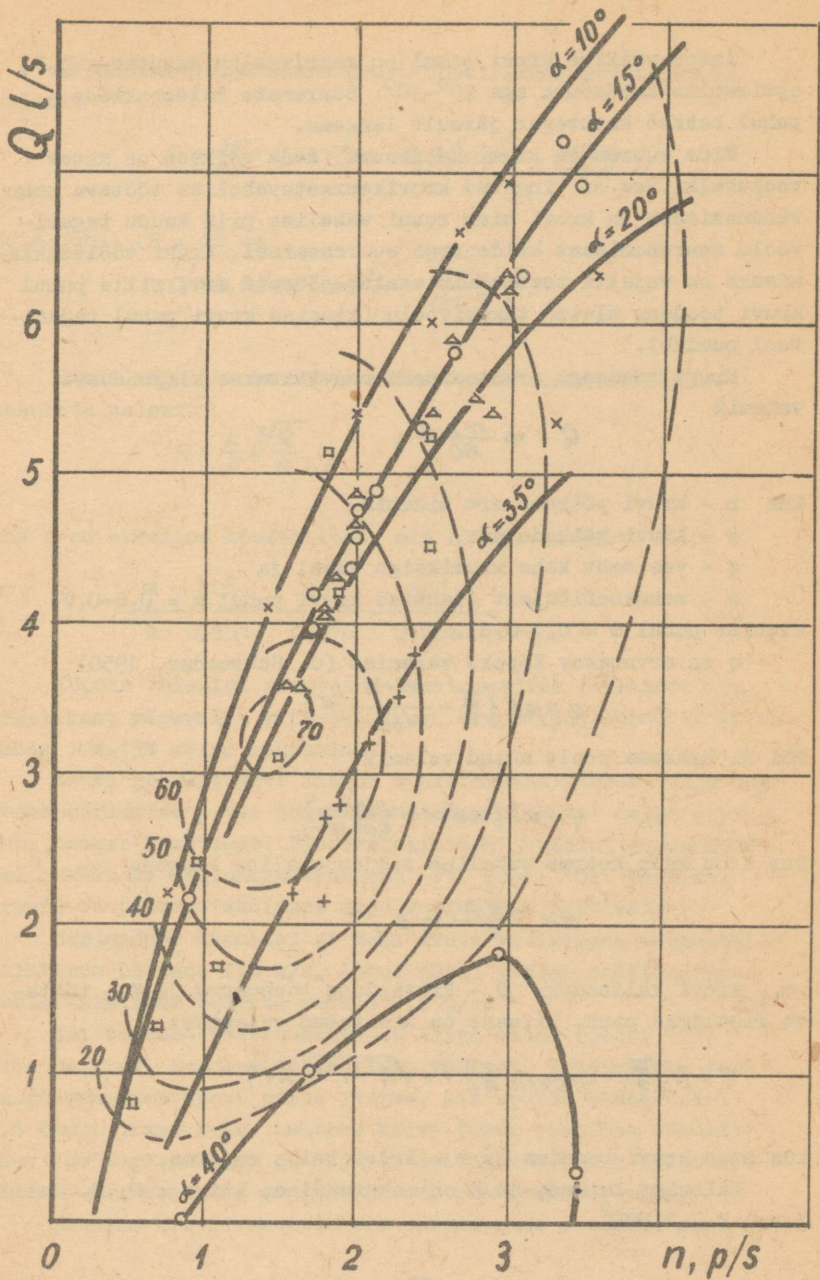
Skeem A. (joonisel 8). Lahtine kahe- kuni kolmekäiguline kruvi asub pealt lahtises, alumises osas poolringikujulises rennis. Kruvi serva ja renni pinna vaheline pilu ei tohi ületada 5 mm, vastasel korral on vee tagasivool suur. Renni materjaliks võivad olla puit, betoon või metall; kruvi valmistatakse enamasti metallist, kuid on tehtud ka puitkruvisid. Kruvi läbimõõt oleneb vajalikust vooluhulgast ja on 0,2-2,3 m piiirides (maksimaalne vooluhulk kirjanduse andmetel 2,3 m³/s).



Joon. 9.

Kruvi pikkus ei ületa tavaliselt 10 meetrit, kaldenurk on kuni 30° , saavutatav rõhk - 3 m. Kruvi maksimaalne kasutegur on 0,7-0,8.

Skeem B. Kinnist kruvi ümbritseb kruviga kaasapöörlev silindriline kest. Kruvi ja kesta vahelt tagasivoolu puudumise tõttu on kinnise kruvi maksimaalne kasutegur lahtise omast mõnevõrra suurem, ulatudes 0,8-0,9-ni. Tõstenurk võib olla kuni 45° . Joonisel 10 on toodud andmed EPA maaparanduse katedris katsetatud lahtise kruvi kohta (kruvi läbimõõt $2R = 20$ cm, pikkus $l = 100$ cm, kruvikäigu tõusunurk $\beta = 30^\circ$, kruvi telje $2r = 6$ cm). Täisjoontega on antud vooluhulga sõltuvus kruvi pöörete arvust erinevate kaldenurkade puhul. Funktiiriga on toodud samakasutegurijooned.



Antud väikese kruvi puhul on maksimaalne kasutegur 0,7, optimaalne kaldenurk aga 20° - 30° . Suuremate kaldenurkade puhul hakkab kasutegur järsult langema.

Mida suurem on kruvi kaldenurk, seda väiksem on antav vooluhulk. See on tingitud kruvikeermetevahelise töötava mahu vähenemisest ja kruvi ning renni vahelise pilu kaudu tagasivoolu suurenemisest kaldenurga suurenemisel. Kruvi tööle hakkamiseks on vajalik teatav minimaalne pöörete arv, mille puhul kruvi toodang ületab tagasivoolu (kinnise kruvi puhul tagasivool puudub).

Kruvi toodangu arvutamiseks soovitatakse kirjanduses valemite

$$Q = m \frac{n \cdot z \cdot q}{60},$$

kus n - kruvi pöörete arv minutis,

z - kruvi käikude arv,

q - vee maht kahe kruvikäigu vahel ja

m - mahukoefitsient (lahtise kruvi puhul $m = 0,6$ - $0,7$, kinnise puhul $m = 0,7$ - $0,8$).

q on arvutatav Köpcke valemist (G. Schroeder, 1950)

$$q = aF \left[\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha + \beta}{180} \pi \right]$$

või R. Rahkema poolt antud valemist

$$q = aF \left(\cos^2 \alpha - \frac{\sin \alpha}{\cot \beta} \right),$$

kus a on kahe keeme vaheline teljesuunaline kaugus:

$$\alpha = \frac{2\pi R}{z} \operatorname{tg} \beta,$$

α - kruvi kaldenurk, β - kruvipinna tõusnurk ja F - töötava ristlõike pind. Viimane on arvutatud valemist:

$$F = R^2 \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{r}{R} \right) + r \sqrt{R^2 - r^2} - \pi r^2,$$

kus R on kruvi raadius ja r - kruvi telje raadius.

Valemist leiame, et F on maksimaalne, kui $r = 0,3R$. Sel juhul $F = 1,88R^2$.

Lõppkokkuvõttes saame kruvi tootlikkuse arvutamiseks valemi:

$$Q = \frac{2\pi}{60} 1,88 R^3 m \cdot n \operatorname{tg} \beta \left(\cos^2 \alpha - \frac{\sin \alpha}{\cot \beta} \right).$$

Meie juhul ($R = 10 \text{ cm}$)

$$Q = 0,074 n \left(\cos^2 \alpha - \frac{\sin \alpha}{\cot \beta} \right).$$

Kruvi vajaliku raadiuse määramiseks soovitab Köpcke kasutada valemit

$$R = \frac{k}{2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

kus k on arvuline koefitsient, mis oleneb nurgast α :

α	20°	25°	30°
k	0,551	0,576	0,606

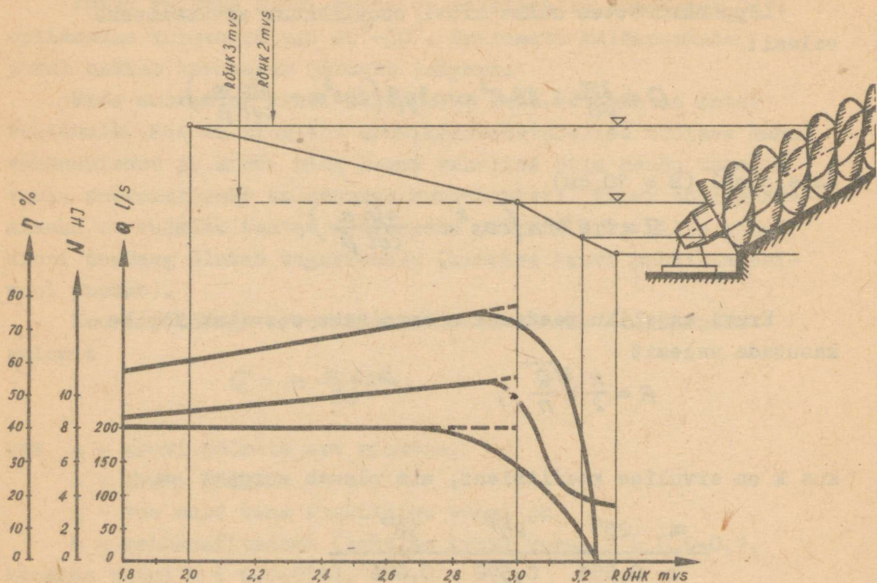
Köpcke valemist arvutatud kruvi raadius (läbimõõt) on tegelikust mõnevõrra väiksem. Kruvi arvutatud läbimõõtu tuleb umbes 10%-15% võrra suurendada.

Kruvi pöörete arvu liigne suurendamine kutsub välja vee kaasapöörlemise - vee edasilikumine piki kruvi telge aeglustub. Langeb kasutegur. Pöörlemiskiiruse tunduval suurendamisel hakkab ka vooluhulk vähenema (vt. joon. 10). Kinnisel kruvil on pöörlemiskiiruse mõju suurem kui lahtisel.

Kirjanduse andmetel ei tohi kruvi välispinna tangentsiaalkiirus ületada 2,4 m/s. Antud juhul vastab selline tangentsiaalkiirus pöörete arvule 3,8 p/s.

Kui veetase veevõtukohas on liiga madal (joon. 11), siis on kruvi toodang võimalikust väiksem. Maksimaalse toodangu saavutab kruvi täite juures, mis uputab sissevoolul 0,6 kruvi diameetrit. Lahtise kruvi puhul veepinna edasine tõus toodangu suurust ei mõjuta. Seadme kasutegur seejuures väheneb (kulutatakse energiat kruvi pöörlemiseks vees).

Kinnine kruvi saavutab oma maksimaalse toodangu sama



Joon. 11.

veetaseme juures. Edasine veepinna tõus kuni kruvi sissevoolu ülemise servani toodangu suurus ei mõjuta. Niipea kui kinnise kruvi kogu sissevooluava jääb vee alla, lõpetab kruvi toodangu andmise. Selle ohu vältimiseks peab kinnise kruvi alumise otsa kõrgus olema reguleeritav (vt. skeem B). Vaatamata mõningatele Arhimedese kruvi puudustele (suured gabariitmõõtmed, monteerimise raskused ja takistused talvisel eksploatatsioonil), on tal maaparanduses suuri perspektiive ka tänapäeval. Odava konstruktsiooni kõrval paistab ta silma suure töökindluse ja küllalt kõrge kasuteguriga.

Arhimedese kruvi vooluhulk on võrreldav suurte propellerpumpade vooluhulgaga. Seejuures töötab Arhimedese kruvi väga hästi just madalate tõstekõrguste puhul (tõstekõrgus 0-2 meetrini), kus propellerpumba kasutegur on madal ja kavitatsiooni-ohu suur.

II. MAHTPUMBAD

§ 3. Mahtpumpade üldine klassifikatsioon

Mahtpumpades surub imitorust eraldatud vedelikukoguse survetorru edasi-tagasi liikuv või pöörlev tööorgan. Siin muudetakse vee rõhuenergiat $\frac{p}{\rho}$.

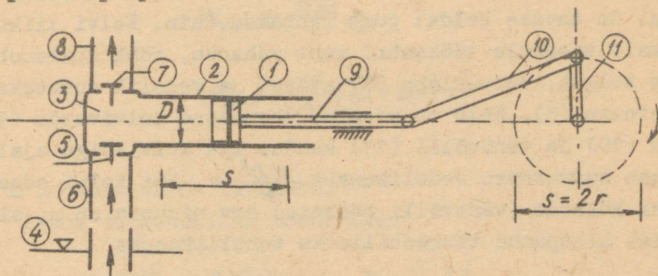
Olenevalt pumba tööorgani ehitusest ja töötamisviisist võib mahtpumbad liigitada järgmistesse alagruppidesse:

a) edasi-tagasi liikuva tööorganiga mahtpumbad (kolbpumbad, diafragma-pumbad jt.); b) pöörleva tööorganiga mahtpumbad - rotatsioonipumbad (hammasratas-, vesirõngaspumbad jne.).

§ 4. Kolbpumpade klassifikatsioon

Kolbpumbad moodustavad mahtpumpade vanima ja suurima grupi.

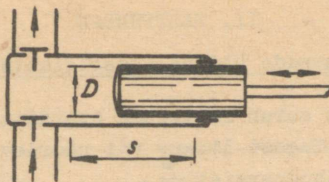
Olenevalt kolvi konstruktsioonist eristatakse kolbpumbadest plunžerpumbasid.



Joon. 12.

Kolbpumba põhilisteks tööosadeks on poleeritud sise-pinnaga silinder (2) ja selles tihedalt edasi-tagasi liikuv kettakujuline kolb (1) (joon. 12). Plunžerpumbas täidab kolvi ülesandeid massiivne plunžer, mis läbi tihendi ulatub töö-kambrisse (joon. 13).

Mõlema pumbatüübi tööprotsess on ühesugune, kuid plunžerpump on mehhaaniliselt tugevam. Seepärast kasutatakse teda suurema viskoossusega vedelike pumpamiseks ja suuremate rõhkude saamiseks.



Joon. 13.

Joonisel 12 on kujutatud kõige lihtsama ehitusega kolb-pump, mida nimetatakse lihtpumbaks e. ühepoolse toimega kolb-pumbaks (ka simplekspumbaks) (vesi on vaid ühel pool kolbi). Kolvikäigu pikkus on tähistatud tähega s , silindri läbimõõt - D ja kolvikäikude arv minutis - n (võrdub vääntvõlli pöörete arvuga minutis). Kolvi (1) liikumisel vasakult paremale tekib pumbasilindris (2) hõrendus ja sellega ühenduses olevas töökambris (3) vaakuum. Kujuneb vahe vee-õtukohas (4) vabapinnale mõjuva rõhu ja alarõhu vahel pumbasilindris: pumba imiklapp (5) avaneb ja imitorust (6) sissevoolav vedelik täidab pumba. On tavaks öelda: pump imetakse täis. Kolvi liikumisel paremalt vasakule töökambri maht väheneb, rõhk suureneb, imiklapp sulgub, surveklapp (7) avaneb ja vedelik surutakse survetorru (8). Kolb on ajamiga ühendatud kolvivarda (9), kepsu (10) ja vääntvõlli (11) kaudu. Iga kolvikäigu ajal surutakse survetorru vedelikumaht $\frac{\pi D^2}{4} \cdot s$. Kui kolvi edasi-tagasi käikude (vääntvõlli pöörete) arv minutis on n , siis kujuneb lihtpumba teoreetiliseks tootlikkuseks

$$Q_t = \frac{n}{60} s \frac{\pi D^2}{4} \quad [l/s],$$

kus s ja D on detsimeetrites.

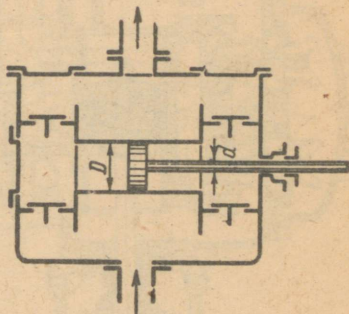
Tegelik pumba tootlikkus on arvatust mõnevõrra väiksem. Osa silindrisse imetud vedelikust pääseb imiklapi sulgumise ajal imitorru tagasi, osa imbub silindrist välja läbi kolvi tihendite. Pumba tootlikkust vähendab ka silindrisse sattunud õhk.

Neid kadusid arvestab pumba mahu-kasutegur, mis võib olla piires $\eta_0 = 0,85 - 0,99$.

Pumba silinder võib olla nii horisontaalne (joon. 12, 15) kui ka vertikaalne (joon. 17).

Pumba tootlikkuse suurendamiseks ja ühtlasema toodangu saamiseks kasutatakse kahepoolse toimega (nn. dupleks-) kolbpumpasid (joon. 14). Neil on kaks töökambrit: üks kummalgi pool kolbi. Kui ühes kambris on survetakt, siis teises toimub samal ajal imemine.

Et kolvivarras vähendab ühe töökambri mahtu (joonisel 14 paremal), siis on väiksem ka sellest töökambrist surve-
torru surutav veemaht:



Joon. 14.

$$W_{vas} = \frac{\pi D^2}{4} s,$$

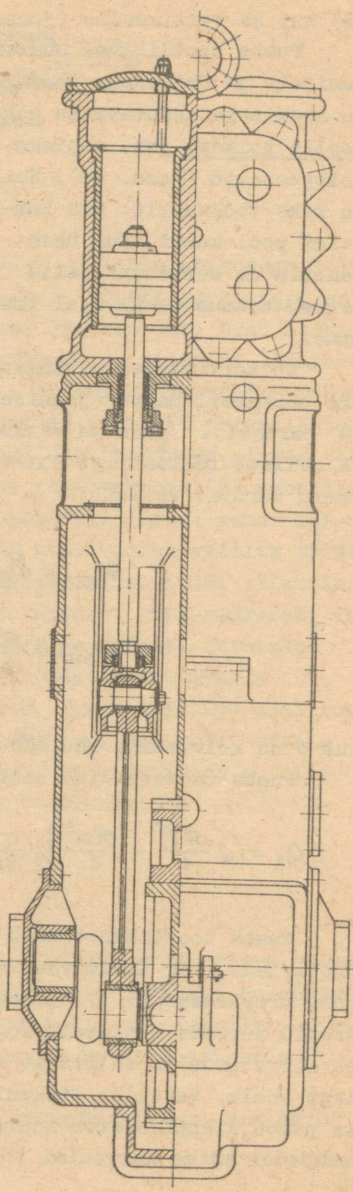
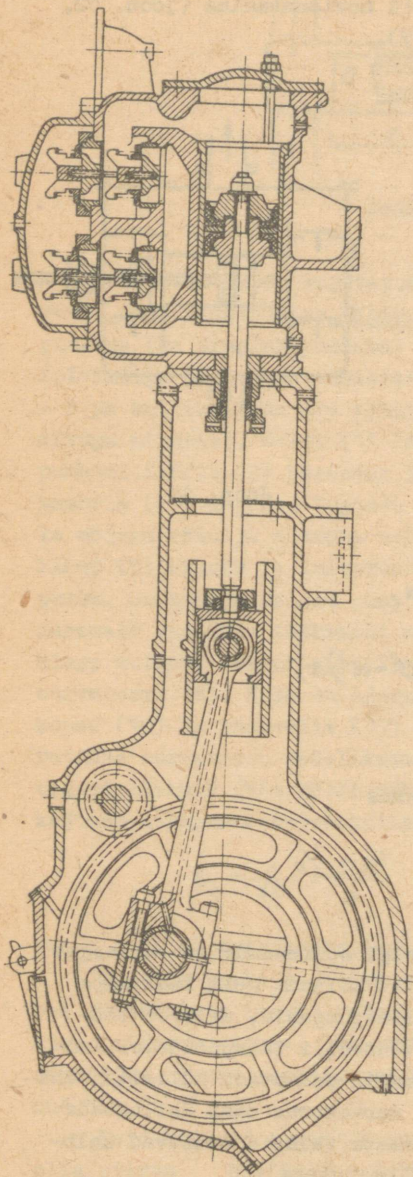
$$W_{par} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) s,$$

kus d on kolvivarda läbimõõt.

Pumba teoreetiline tootlikkus

$$Q_t = \left(2 \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \frac{ns}{60} \quad \frac{l^3}{s}$$

Pumba tootlikkust saab veelgi suurendada ja toodangut ühtlustada, kui ühelt väntvõllilt käitada kolm lihtpumpa (nn. triplekspump) või rohkem lihtpumpasid, millede töötaktid jaotada ühtlaselt kogu väntvõlli täispöördele. Imija survetorus on selliselt võimalik saavutada küllaltki ühtlast voolu. Vedeliku liikumist survetorus saab ühtlustada ka pumba klappide arvu suurendamata (klapid muutuvad kolbpumpadel kõige kergemini töökõlbmatuteks).



Niinimetatud diferentsiaalpumba (joon. 16) tööõhimoõte on järgmine: kolvi (joonisel 16 - plunžeri) liikudes paremalt vasakule surutakse vedelik töökambrist läbi surveklapi survetorru. Osa sellest mahub kolvitagusesse kambriisse, osa läheb edasi torustikku. Kolvi tagasikäigu ajal surutakse ka vahepeal talletatud vedelik edasi.

Seega on vältvõlli ühe täispöörde jooksul üks imemis-

takt ja kaks survetakti. Selleks et mõlema töötakti ajal survetorusse antavad vedelikukogused oleksid võrdsed, peab kolvivarras võtma enda alla poole silindri mahust, s. t.

$$\frac{1}{2} \frac{\pi D^2}{4} s = \frac{\pi d^2}{4} s,$$

kust saame

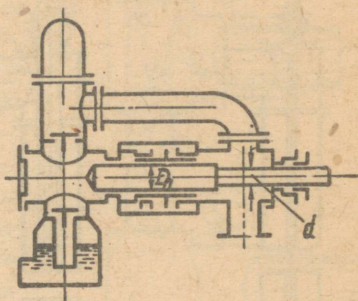
$$\frac{D}{d} = \sqrt{2} .$$

Diferentsiaalpumba tootlikkus on võrdne niisama suure lihtpumba tootlikkusega.

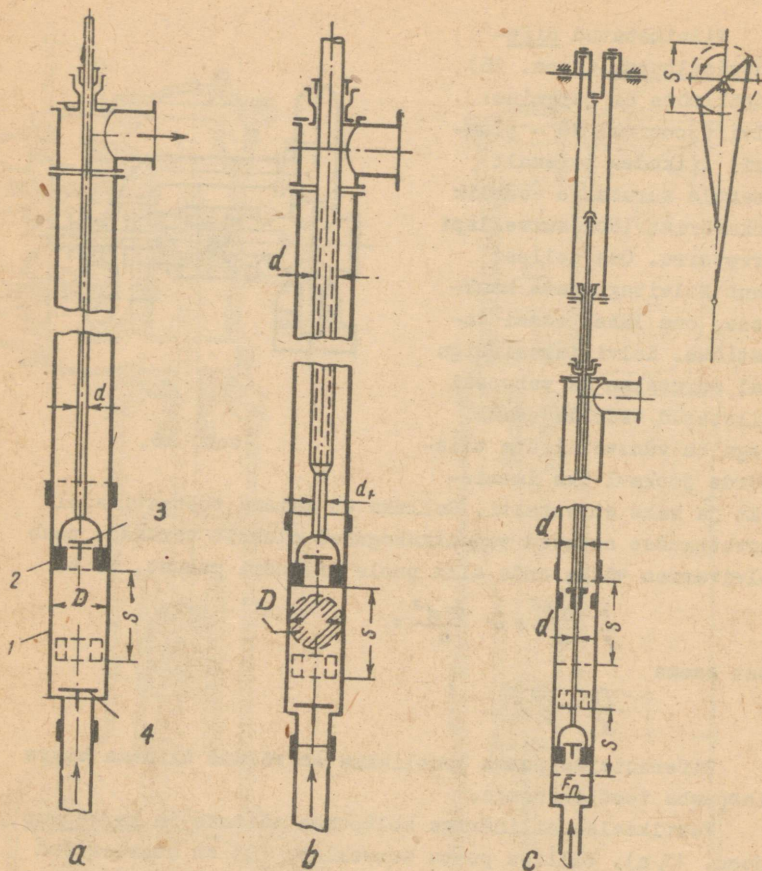
Vertikaalse silindriga kolbpumba näiteks on kaevupump (joon. 17, a). Sellise pumba surveklapp (3) on monteeritud otse kolvi (2). Kolvi ülesliikumisel on surveklapp suletud. Kolvi all tekib hõrendus ja vesi tungib imiklapi (4) kaudu kolvialusesse ruumi. Kolvi peal olev vedelikusammas liigub koos kolviga üles: imemis- ja survetakt on üheaegsed. Surveklapi monteerimine kolvi tagab klapi suure veetiheduse ja kiire sulgumise kolvi ülesliikumise momendil (klapp püüab inertsil mõjul jääda paigale). Kolvi allaliikumisel on imiklapp suletud ja vesi tungib surveklapi kaudu kolvialusest ruumist kolvi peale. Seejuures vett ei tõsteta.*

Kolvi üles tõsta on raske, alla viia aga kerge. Pumba

* Arvestades, et kolvivarras läbimõõtu on silindri läbimõõdu kõrval tühiselt väike.



Joon. 16.

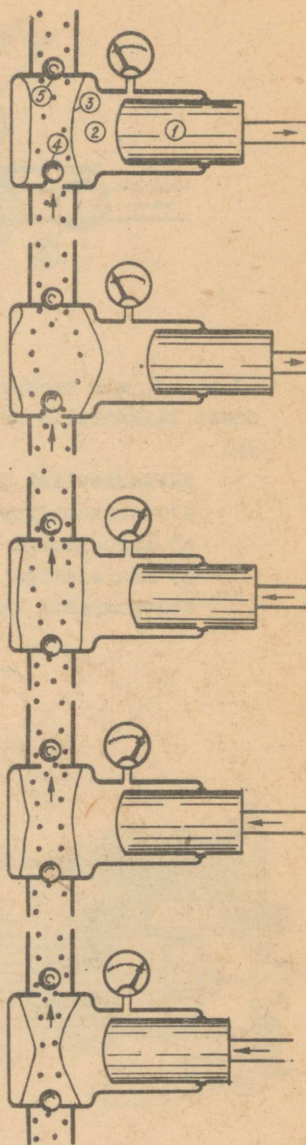


Жоон. 17.

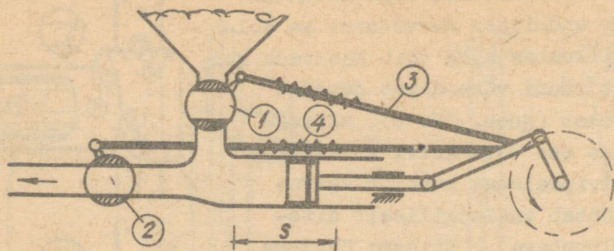
jõuallikat kasutatakse väga ebaühtlaselt. Vee andmiseks survetorru ka kolvi allaliikumise ajal võib kasutada kolvipealset ruumi vähendavat jämedat kolvivarrast (joon. 17, b), millega sunnitakse osa vett kolvi allaliikumisel kolvipealsest ruumist survetorru (töötab analoogiliselt diferentsiaalpumbaga). Niisama ühtlase, kuid kaks korda suurema tootlikkuse saab kahe kolvi kasutamisega. Mõlemad kolvid varustatakse klappidega ja nad liiguvad teineteisele vastasuunas (seejuures üldine klappide arv, võrreldes ühe kolviga pumbaga, ei suurene). Ülesliikuv kolb tõstab vett, allatulev liigub tühjalt (joon. 17, c).

Plunžerpumba üheks eritüübiks on ehitustel laialdaselt kasutatav mördipump (joon. 18). Plunžeri (1) kaitsmiseks mördi eest on töövedelikuga (vesi + piiritus) täidetud töökambris (2) kummihülss (3), mida läbib pumbatav mört. Kummihülssi sisse- ja väljapääsud on suletud kuulklappidega (4) ja (5).

Tüüpilise kolbpumba konstruktsiooniga on betoonipump (joon. 19), mida kasutatakse suuremahuliste betoonitööde puhul (näiteks hüdroelektrijaamade ehitustel). Betoonipump erineb tavalisest kolbpumbast klappide konstruktsiooni poolest. Toru läbimõduga võrdse avaga sundtoimega silinderklapid (1 ja 2) pöörduvad vajalikku asendisse (kinni, lahti) vedruamortisaatoritega varustatud varraste abil



Joon. 18.



Joon. 19.

(3 ja 4), mis omakorda saavad tuke vantvõllilt. Betooni-
massi liikumisele avatud klapp mingisugust takistust ei osu-
ta.

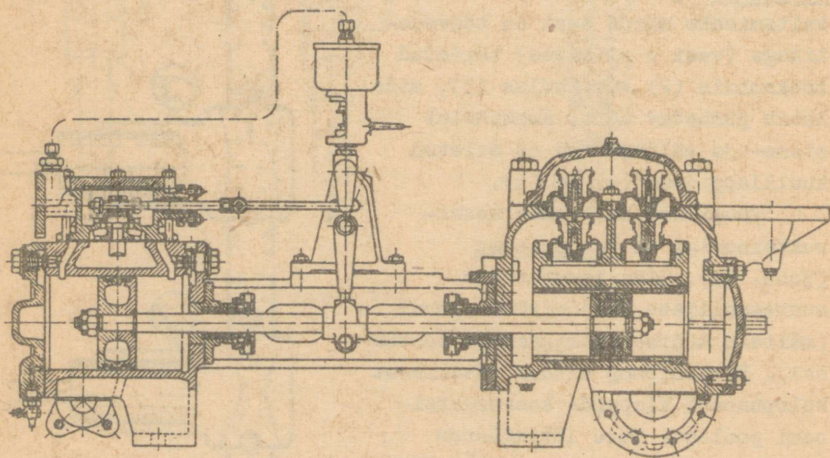
Kitamisviisi jrge liigitatakse kolbpumpasid

a) mehhaanilise ajamiga, vantajamiga (joon. 15),

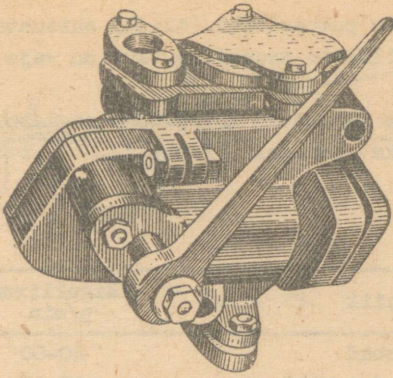
b) aurujamiga (otsehendus-) (joon. 20) ja

c) kasiajamiga (joon. 21, 22) pumpadeks.

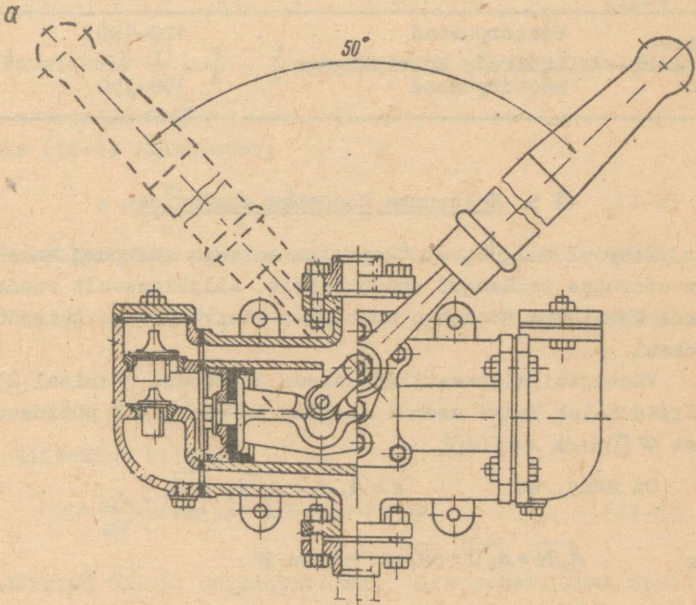
Kolbpumpasid kasutatakse veevarustuses, kanalisatsioonis,



Joon. 20.



Joon. 21.



Joon. 22.

viskoosete vedelike pumpamiseks (õlid), ehitustel, mitmesugustes tehnoloogilistes seadmetes, kus on vaja suurt rõhku jm.

Käigukiiruselt jagunevad kolbpumbad aeglase-, normaal- ja kiirekäigulisteks pumpadeks (tabel 1).

T a b e l 1

	Pumba liik	Käigukiirus n p/min
Aeglase- käigulised	Käsipumbad	20-60
	Tuletõrjepumbad	30-60
	Kaevupumbad	10-40
	Mootorpumbad	40-80
Normaal- käigulised	Aurupumbad	50-130
	Mootorpumbad	60-150
Kiire- käiguli- seid	Mootorpumbad	120-180
	Lühikese kolvikäiguga mootorpumbad	150-350

§ 5. Kolbpumba toodangu ebaühtlus

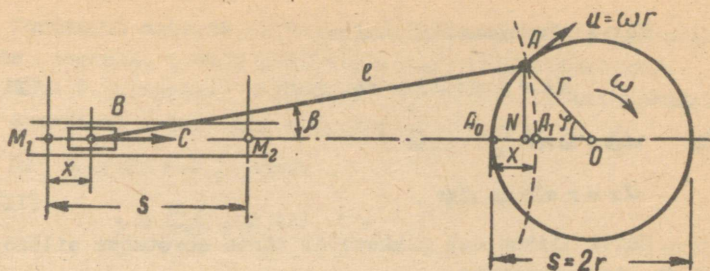
Eespool selgus, et ühepoolse toimega kolbpump annab survetorusse toodangut ebaühtlaselt. Alljärgnevalt vaadeldakse kolbpumba toodangu muutumist vääntvõlli ühe täispöörde jooksul.

Vääntajami kinemaatiline skeem on toodud joonisel 23. Määrata tuleb kolvi asendi x olenevus vääntvõlli pöördenurgast φ [leida $x = f(\varphi)$].

On näha, et $x = \overline{A_0A_1} = \overline{A_0N} + \overline{NA_1}$,

kus $\overline{A_0N} = \overline{A_0O} - \overline{NO} = r - r \cos \varphi$

ja $\overline{NA_1} = \overline{BA_1} - \overline{BN} = l - l \cos \beta$.



Joon. 23.

Seega
$$x = (r - r \cos \varphi) + (l - l \cos \beta) =$$

$$= r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta). \quad (\text{II-1})$$

Tavaliselt $\frac{r}{l} = \frac{1}{5} - \frac{1}{6}$, seega nurk β on suhteliselt

väike suurus ja $\cos \beta \approx 1,0$.

Avaldis (II-1) lihtsustub:

$$x = r(1 - \cos \varphi). \quad (\text{II-2})$$

Kui väntvõlli pöörlemise nurkkiirus on ω , siis võib kirjutada

$$\varphi = \omega t, \quad (\text{II-3})$$

seega

$$x = r(1 - \cos \omega t). \quad (\text{II-4})$$

Kolvi liikumise kiirus

$$c = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \omega t = r\omega \sin \varphi. \quad (\text{II-5})$$

Võrrand (II-5) on kehtiv, kui $\omega = \text{const}$; tavaliselt see nii ongi.

Kolvi elementaarliikumine

$$dx = c \cdot dt = r\omega \sin \varphi dt. \quad (\text{II-6})$$

Et $d\varphi = \omega dt$, siis

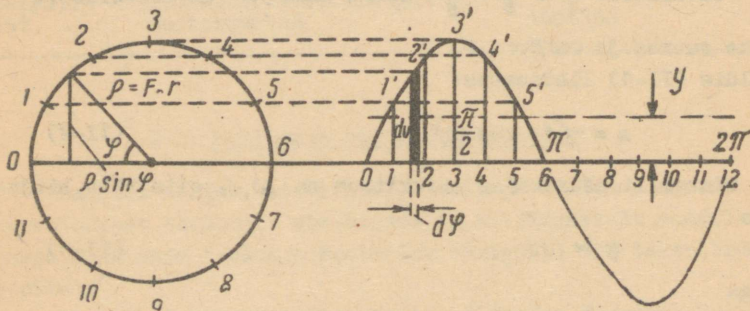
$$dx = r \sin \varphi d\varphi. \quad (\text{II-7})$$

Kolvi liikumisel pikkuse dx võrra surutakse silindrist välja elementaarmaht

$$dW = Fdx = Fr \sin \varphi d\varphi, \quad (\text{II-8})$$

kus $F = \frac{\pi D^2}{4}$ (silindri ristlõikepind).

Võrrandist (II-8) selgub, et pumba toodang ei ole ühtlane kogu kolvikäigu ulatuses, vaid muutub siinuskõvera järgi (joon. 24).



Joon. 24.

Survetorru antav elementaarmaht (valemi II-8) on graafikul esile tõstetud tihedama viirutusega. Kogu siinuskõvera ja φ -telje vaheline pind on võrdne pumba silindri mahuga W :

$$W = \int_0^{\pi} Fr \sin \varphi d\varphi = 2Fr = F \cdot s. \quad (\text{II-9})$$

Toodangut antakse survetorru ainult väntvõlli ühe poolpöörde jooksul (teise poolpöörde ajal toimub imemine).

Mahu W jaotamisel ühtlaselt kogu väntvõlli täispöördele saab graafikul joone, mille kaugus φ -teljest on y .

Et $y \cdot 2\pi = F \cdot s$, siis

$$y = \frac{F \cdot s}{2\pi} = 0,318 F \cdot r \quad (\text{II-10})$$

ja pumba keskmine toodang moodustab ainult 31,8% pumba maksimaalsest toodangust. Suurus

$$\frac{y}{F \cdot r} = 0,318$$

iseloolestabki kolbpumba toodangu ebaühtlust.

Ka pumba kolb liigub ebaühtlase kiirusega, algul kiirendatult, keskkohas maksimaalse kiirusega, siis aeglustatult.

Kolvi maksimaalse kiiruse C_{\max} saab valemist (II-5), võttes

$\varphi = 90^\circ$:

$$C_{\max} = r \cdot \omega \sin 90^\circ = r \cdot \omega . \quad (\text{II-11})$$

Kolvi keskmine kiirus

$$C_{\text{keskm}} = \frac{2s \cdot n}{60} .$$

Arvestades, et pöörete arv n on avaldatav nurkkiiruse kaudu valemist

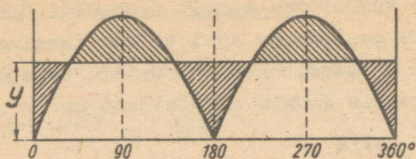
$$n = \frac{60\omega}{2\pi} ,$$

saab

$$C_{\text{keskm}} = \frac{4r\omega}{2\pi} . \quad (\text{II-12})$$

Kolvi keskmise ja maksimaalse kiiruse suhe

$$\frac{C_{\text{keskm}}}{C_{\max}} = \frac{4r\omega}{r\omega 2\pi} = 0,637 .$$



Joon. 25.

Kahepoolse toimega kolbpumba toodang on ühepoolse toimega kolbpumba omast ühtlasem.

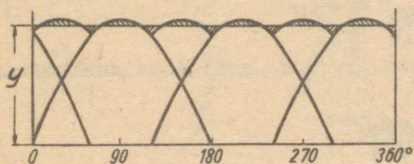
Kogutoodang võrdub joonisel 25 sinusoididealuste pindade summaga. Toodangu ebäühtluse näitaja (kui $f \approx 0$)

$$\frac{y}{Fr} \approx 0,637 ;$$

kui $f \neq 0$, siis $y < 0,637$.

Triplekspumba puhul (pump koosneb kolmest lihtpumbast, kusjuures väntvõlli põlved on üksteise suhtes nihutatud 120° võrra) on toodang veelgi ühtlasem (joon. 26):

$$y = 0,955 Fr .$$



Joon. 26.

§ 6. Kolbpumba imemiskõrgus

Kui kolvi liikumiskiirus oleks kogu imemistakti vältel täiesti ühtlane, siis toimuks ka juurdevool pumba ühtlaselt. Sellisel juhul oleks kolbpumba imemiskõrguse h_1 arvutuskäik põhimõtteliselt sama kui tsentrifugaalpumba puhul. Tegelikult on vedeliku voolamine imitorus ebastatsionaarne ja vedelik on selles kiirenduse mõju all. Kiirenduse andmiseks

imitorus olevale veemassile tuleb pumbas arendada suuremat vaakuumi, kui oleks vaja vee ülesimemiseks ühtlase voolu korral.

Ühtlase voolu puhul kehtib nõue

$$\frac{p}{\gamma} < \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_{aur}}{\gamma} \quad (II-13)$$

kus p - maksimaalne vaakuum pumba silindris,

p_{atm} - atmosfäärirõhk,

p_{aur} - aururõhk antud temperatuuril,

γ - vedeliku erikaal.

Ebaühtlase voolu korral tuleb arvestada veel vedeliku inertsi ületamiseks tekitatavat lisarõhku:

$$\frac{p}{\gamma} < \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_{aur}}{\gamma} - \frac{p_{inerts}}{\gamma} \quad (II-14)$$

Üldjuhul $\frac{p_{inerts}}{\gamma} \geq 0$, sest kiirendused on kahesuunalised - voolamine võib olla nii kiirenev kui ka aeglustuv. Pumba imemiskõrguse määramisel huvitab meid inertsrõhu p_{inerts} maksimaalne positiivne suurus.

Inertsjõud p_{inerts} on võrdne vedeliku massi ja tema kiirenduse korrutisega. Arvesse tuleb võtta kogu imitoru täitev ebaühtlaselt liikuva vedeliku mass. Kui imitoru pikkus on l ja ristlõike F_i , siis

$$M_i = \rho l F_i \quad (II-15)$$

Kui v_i on kiirus imitorus,

c - kolvi kiirus ja

F - silindri ristlõikepind,

saab pidevuslausest:

$$v_i \cdot F_i = c \cdot F \quad \text{ehk}$$

$$v_i = c \frac{F}{F_i} \quad (II-16)$$

Tavaliselt on kiirus imitorus väiksem kiirusest silindris ($v_i < c$). Diferentseerides valemi (II-16) mõlemad

pooli aja järgi, on leitavad kiirendused imitorus ja pumba silindris:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{dc}{dt} \frac{F}{F_i} \quad (\text{II-17})$$

Valemist (II-5) saab avaldada

$$\frac{dc}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = r\omega^2 \cos \omega t$$

ja seega

$$\frac{dv_i}{dt} = r\omega^2 \cos \omega t \frac{F}{F_i}.$$

Maksimaalne inertsjõud kujuneb maksimaalse kiirenduse puhul ($\cos \omega t = 1$), siis

$$\left(\frac{dv_i}{dt}\right)_{\max} = r\omega^2 \frac{F}{F_i}.$$

Inertsjõud on nüüd määratav valemist

$$P_{\text{inerts}} = M_i \left(\frac{dv_i}{dt}\right)_{\max} = \frac{\rho l F r \omega^2 F_i}{F_i}.$$

Inertsrõhu saamiseks tuleb inertsjõud jagada imitoru ristlõikepinnaga:

$$p_{\text{inerts}} = \frac{P_{\text{inerts}}}{F_i} = \frac{\rho l F}{F_i} r \omega^2.$$

Inerts'i arvestav liige valemis (II-14) avaldub järgmiselt:

$$\frac{P_{\text{inerts}}}{\sigma} = \frac{\omega^2 r}{g} l \frac{F}{F_i},$$

ehk, arvestades, et $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ ja $r = \frac{s}{2}$,

$$\frac{P_{\text{inerts}}}{\sigma} = \frac{sn^2}{182,5g} l \frac{F}{F_i} \quad (\text{II-18})$$

Kolbpumba imemiskõrgus on samasugustes tingimustes töötava tsentrifugaalpumba omast $\frac{P_{\text{inerts}}}{\sigma}$ võrra väiksem.

Kolbpumba imemiskõrguse suurendamiseks tuleb $\frac{P_{\text{inerts}}}{\sigma}$

vähendada. Seda saab teha:

a) piirates pumba pöörete arvu (tavaliselt n ongi piires 20-250 pööret minutis),

b) vähendades ebaühtlase kiirusega liikuvat vee massi. Selleks paigutatakse imitoru ja pumba vahele nn. õhukatel. See on vahemahuti, millesse vedelik voolab imitorust ühtlase kiirusega sisse, aga välja - pumba - vastavalt pumba veetarbimisele ebaühtlaselt. Vahepuhvriks on õhukatelt osaliselt täitev õhk (vt. § 7).

§ 7. Õhukatlad

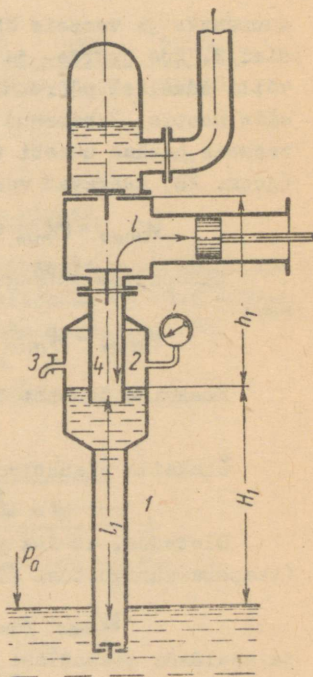
Õhukatel täidab kolbpumpade juures toodangu reguleerija ja inertsrõhu vähendaja ülesannet. Peale selle toimib õhukatel veel õhueraldajana ja väldib torustikes hüdrauliliste löökide tekkimise ohtu (seda eriti survetorul).

Õhukatelde paigutuse skeem lihtpumbale on esitatud joonisel 27 (vt. ka joon. 16).

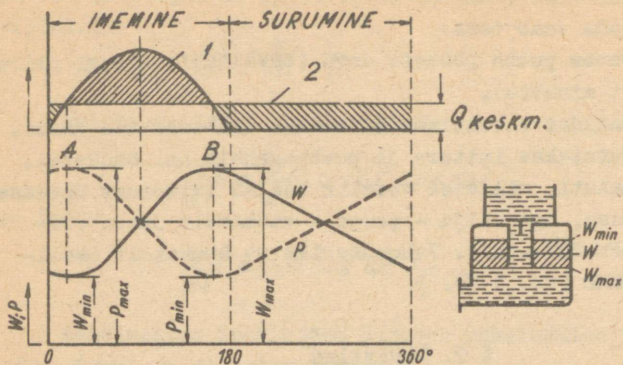
Vaadeldgem lähemalt õhukatelt imitorul.

Graafikul (joon. 28) kujutab siinuskõver 1 sissevoolu pumba (Q) olenevalt väntvõlli pöördenergiast, sirge 2 - keskmist juurdevoolu (Q_{keskm}) õhukatlasse mööda imitoru.

Punktides A ja B on juurdevool õhukatlasse ja äravool katlast pumba võrdsed. Punktis A saavutab veeseis õhukatlas maksimumi (õhuruum on minimaalne - W_{min}). Sellest punktist peale muutub äravool juurdevoolust



Joon. 27.



Joon. 28.

suuremaks ja veeseis õhukatlas alaneb kuni väntvõlli asendini B, kus juurde- ja äravoolud jälle võrdsustuvad. Väntvõlli edasisel pöördumisel äravool väheneb veelgi ja lakkab siis hoopis. Vabanenud ruum katlas täitub jälle veega ja veeseis hakkab uuesti tõusma. Viirutatud pinnad graafikul (joon. 28) määravad veemahu muutuse õhukatlas:

$$W_{max} - W_{min} = 1,1 Fr = 0,55 F \cdot s.$$

Kahepoolse toimega pumpadel on mahumuutus tunduvalt väiksem:

$$W_{max} - W_{min} = 0,21 Fs.$$

Keskmine õhumaht õhukatlas
$$W_{keskm} = \frac{W_{max} + W_{min}}{2}.$$

Õhukatla ebaühtluse teguriks nimetame suurust

$$\delta = \frac{W_{max} - W_{min}}{W_{keskm}}.$$

Oletades, et õhk paisub õhukatlas isotermiliselt (temperatuurimuutusi ei esine), võib kirjutada:

$$W_{max} \cdot p_{min} = W_{min} \cdot p_{max}$$

ja avaldada ebaühtluse koefitsiendi ka teisiti:

$$\delta = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{keskm}}.$$

Õhukateldes lubatakse rõhmuutusi:

imitorul $\delta = 2-5\%$,

survetorul $\delta = 1-5\%$.

Et keskmine rõhk õhukatlas on teada, siis saab valitud δ järgi määrata õhukatla vajaliku mahu. Õhukatla kogumaht on tavaliselt $W = 1,5 W_{\text{keskm}}$, s. t. õhukatlas on $2/3$ õhku ja $1/3$ vett.

Imitorul asuva õhukatla mahu määramisel võib kasutada järgmisi andmeid:

H_i m	5	6	7	8
$W/F.s$	5-8	8-12	12-16	16-20

Survetorul asuva õhukatla mahu määramisel on mõõduandvaks ka survetorustiku pikkus:

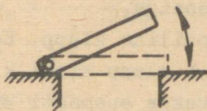
$H_d + L$ m	20	50	100	500	1000	2000
$W/F.s$	4-6	5-7	6-9	9-13	12-16	16-20

§ 8. Kolbpumpade klapid

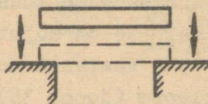
Klapid on kolbpumpade vastutusrikkamaid osi. Nende väike takistus avatud olekus ja täielik veetihedus suletud olekus, samuti kerge liikuvus tagavad kolbpumba normaalse töö.

Tööprintsibiilt jagunevad klapid

- 1) šarniirklappideks (joon. 29) ja
- 2) tõsteklappideks (joon. 30).

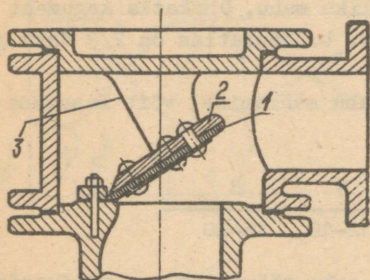


Joon. 29.



Joon. 30.

Klapid avanévad tavaliselt vedeliku rõhu toimel. Sulgemiseks rakendatakse vedeliku rõhku (töotakti lõppedes tekib tagasivool, mis veab klapi kinni), klapi omakaalu või vedrusid.

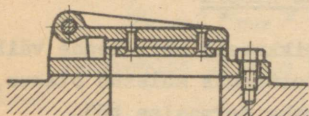


Joon. 31.

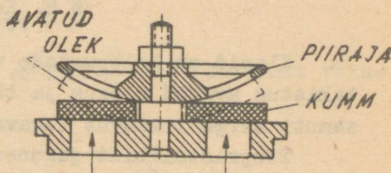
Šarniirklappe kasutatakse väiksema käigukiirusega pumpades.

Joonisel 31 kujutatud klapp on valmistatud kummist (1), mille külge on kinnitatud koormus (2). Klapi maksimaalse tõusu määrab piiraja (3). Tihti kasutatakse ka nahktiendiga klappe (joon. 32) või ainult kummist valmistatud klappe (joon. 33).

Kiiremakäigulistel ja kallimatel pumpadel kasutatakse töökindlamaid tõsteklappe. Olenevalt ava suurusest, töö rõhust, pumba töökiirusest ja klapi töötingimustest võivad klapid



Joon. 32.

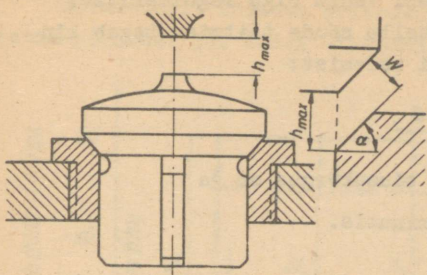


Joon. 33.

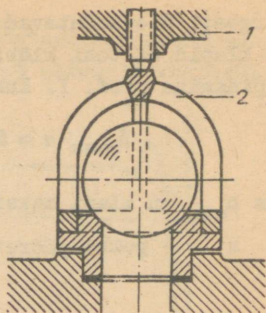
olla väga mitmesuguse konstruktsiooniga.

Joonisel 34 on kujutatud kooniline klapp. Koonilisuse nurk $\alpha < 45^\circ$, vastasel korral võib klapp kinni kiilduda.

Kuulklappe (joon. 35) kasutatakse enamasti viskoosete vedelike (õli, tõrv, siirup, mört, reoveed) jaoks mõeldud pumpades.

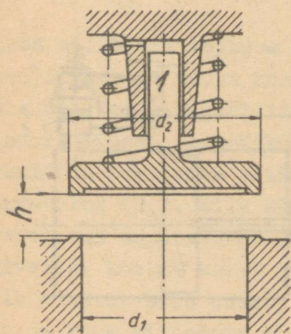


Joon. 34.

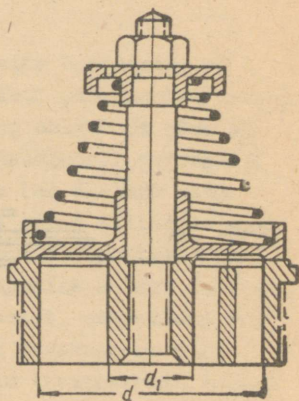


Joon. 35.

Suuremaid avasid kaetakse mitmesuguste taldrikventiili-
dega (joon. 36). Kiirekäiguliste pumpade klapid sulguvad
vedru toimel (joon. 37). Sellised klapid peavad vastama järg-
mistele nõuetele: 1) olema varustatud juhtpindadega, mis
suunavad klapi täpselt klapipeassa (joon. 36-1); 2) olema



Joon. 36.



Joon. 37.

kergesti ülevaadatavad; 3) klapi vedru olgu reguleeritav;
 4) klapid ei tohi klõbiseda (selle nõude täitmise tagab kin-
 nipidamine prof. I. Kukolevski valemist:

$$h_{max} \cdot n \approx 500 - 600 ,$$

kus h_{max} on klapi maksimaalne tõusukõrgus mm ja
 n - pumba pöörete arv minutis.

§ 9. Kolbpumba indikaatordiagramm

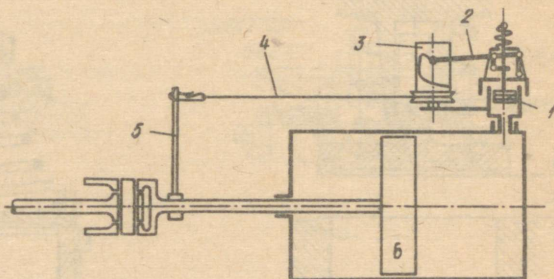
Indikaatordiagramm on graafik, mis kujutab rõhu kulku kolbpumba silindris väntvõlli ühe täispöörde jooksul.

Kolbpumba indikaatordiagrammi järgi saab analüüsida pumba tööd ja kontrollida pumba juurde kuuluvate torustike olukorda.

Indikaator monteeritakse uuritava pumba silindrile.

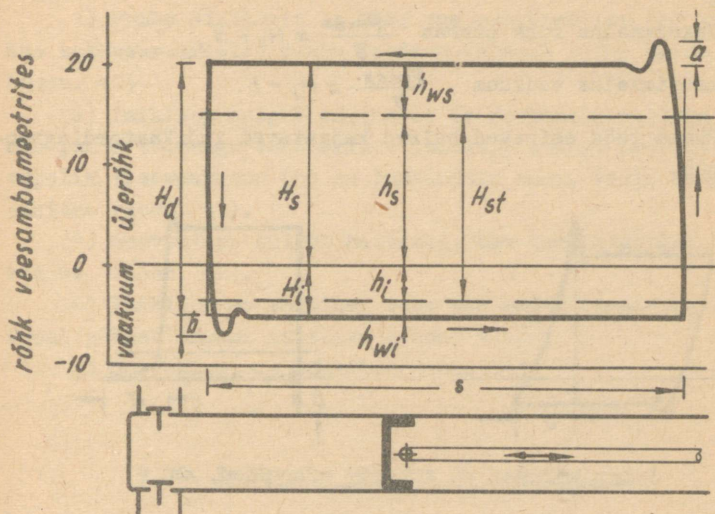
Joonisel 38 kujutatud mehhaaniline indikaator koosneb silindrist, milles liikuva kolviga (1) ühendatud sulg (2) kirjutab

Joon. 38.



rõhmuutused trumlile (3) kinnitatud paberile. Trummel pöör-
 dub tross- (4) ja varrasülekande (5) kaudu vastavalt pumba
 kolvi (6) liikumisele silindris.

Normaalselt töötava kolbpumba indikaatordiagramm on esitatud joonisel 39. Kolvi liikudes vasakult paremale valitseb



Joon. 39.

pumba silindris vaakuum (graafikul alumine horisontaalne joon). Rõhk ei muutu kuni kolvi jõudmiseni parempoolse surnud seisuni. Kolvi tagasilikumisel imiklapp sulgub ja rõhk silindris tõuseb (graafikul parempoolne kaldjoon). Surveklapi avamiseks peab rõhk silindris mõnevõrra (a) ületama rõhu survetorus (H_s), siis klapp avaneb ning rõhud silindris ja survetorus ühtlustuvad (graafikul ülemine horisontaalsirge). Survetakt kestab kolvi jõudmiseni vasakpoolse surnud seisuni. Kolb alustab siis uuesti paremale liikumist, surveklapp sulgub ja rõhk silindris alaneb (graafikul vasakpoolne kaldjoon). Imiklapp avaneb (selleks vajaliku lisavaakuumi suurus on b) ja algab uus imemistakt.

Indikaatordiagrammil on rõhud (ka atmosfäärirõhk - 0-rõhu sirge graafikul) avaldatud veesambameetrites (vsm).

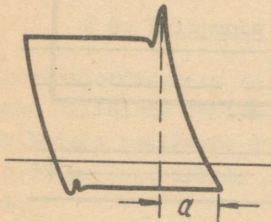
Graafikule kantakse vastavas mõõtkavas ka pumba dünaamiline rõhk H_d , staatiline tõstekõrgus H_{st} , dünaamilised (H_1

ja H_s) ning staatilised (h_i ja h_s) imemis- ja survekõrgused. Graafikult on määratavad rõhukaod imi- ja survetorudes (h_{wi} ja h_{ws}).

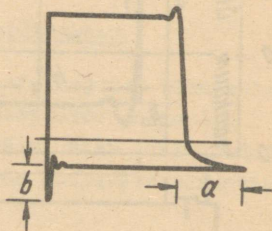
Maksimaalne rõhk pumbas $\frac{p_{max}}{\rho} = H_s + a$,

maksimaalne vaakuum $\frac{p_{vaak}}{\rho} = H_i + b$.

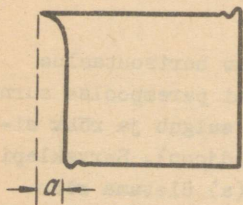
Pumba töös esinevad häired kajastuvad indikaatordiagrammi kujus.



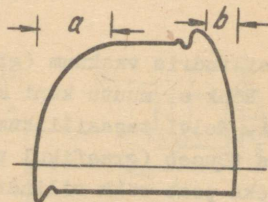
Joon. 40.



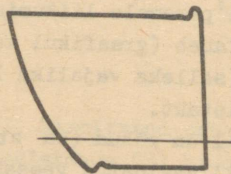
Joon. 41.



Joon. 42.



Joon. 43.



Joon. 44.

Leheküljel 38 on esitatud indikaatordiagramme, milles kajastuvad mõningad tüüpilisemad defektid kolbpumba töös.

1) Pumba silindris on õhk, osa survetaktist (a) kulub õhu kokkusurumisele, pumba toodang väheneb $\frac{s}{s-a}$ korda (joon. 40).

2) Imiklapp sulgub aeglaselt (a jooksul), sellega kaasneb pumba toodangu vähenemine. Imiklapp avaneb raskesti - vajalik lisavaakuum (b) on lubamatult suur, tekib kavitatsioonihoht (joon. 41).

3) Surveklapp sulgub halvasti, osa imemistaktist läheb kaduma (joon. 42).

4) Imiklapp on ebatihed, suur osa silindrisse imetud veest pääseb tagasi imitorru (joon. 43).

5) Surveklapp on ebatihed (joon. 44).

§ 10. Kolbpumba võimsus ja kasutegurid

Kolbpumba võimsuse ja kasutegurite mõisted on samad kui tsentrifugaalpumpade puhul (Veetõsteseadmed I - § 5).

Pumba kasulik võimsus määratakse valemist

$$N_k = \frac{\sigma Q H}{102} = \eta \cdot N \quad (kW),$$

kus η on täiskasutegur ja N - võimsus völlil.

Analoogiliselt tsentrifugaalpumpadega jagunevad kaod kolbpumpades mehhaanilisteks, mahulisteks ja hüdraulilisteks. Mehhaaniliste kadude hulka kuuluvad kaod käitamismehhanismis (reduktor, väntvöll-keps, laagrid) ja kolvi ning kolvivarda tihendites. Mehhaanilisi kadusid hinnatakse mehhaanilise kasuteguriga:

$$\eta_{meh} = \frac{N_i}{N},$$

kus N_i on pumba nn. indikaatorvõimsus.

Määrame kolbpumba indikaatorvõimsuse. Survetakti ajal mõjub kolvile rõhk $p_s = \sigma H_s$ (vt. joon. 39). Kolvile ristlõikepinnaga F mõjub seega jõud $P_s = p_s F = \sigma H_s F$. Kolvi liikumisel dx võrra sooritatav töö

$$P_s dx = \sigma H_s F dx.$$

Kolvi töö kogu survetakti vältel saab selle avaldise integreerimisel üle kogu kolvikäigu:

$$A_s = \int_0^s \gamma H_s F dx.$$

Imemistakti jaoks saab analoogiliselt

$$P_i dx = \gamma H_i F dx \quad \text{ja} \quad A_i = \int_0^s \gamma H_i F dx.$$

Pumba ühe töötsükli vältel

$$A = A_s + A_i = \gamma F \int_0^s (H_i + H_s) dx.$$

Joonisel 39 on näha, et $H_i + H_s$ on indikaatordiagrammi kõrgus ja $(H_i + H_s) dx$ indikaatordiagrammi vertikaalse elementaarriba pind. Integraal $\int_0^s (H_i + H_s) dx$ annab seega indikaatordiagrammi kogupinna. Indikaatorvõimsuseks on sekundis pumba poolt tehtav töö, s. o.

$$N_i = \frac{A n}{102 \cdot 60} = \frac{\gamma F n}{60 \cdot 102} \Omega \quad (\text{kW}),$$

kus Ω on indikaatordiagrammi pind.

Mahulised kaod pumbas on tingitud vee tagasivoolust läbi klappide ja tihendite. Seetõttu on pumba tegelik toodang teoreetilisest väiksem. Mahukasuteguri

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t}$$

suurus oleneb pumba suurusest:

Väikestel kolbpumpadel ($Q < 30 \text{ m}^3/\text{h}$)

$$\eta_o = 0,85 - 0,90,$$

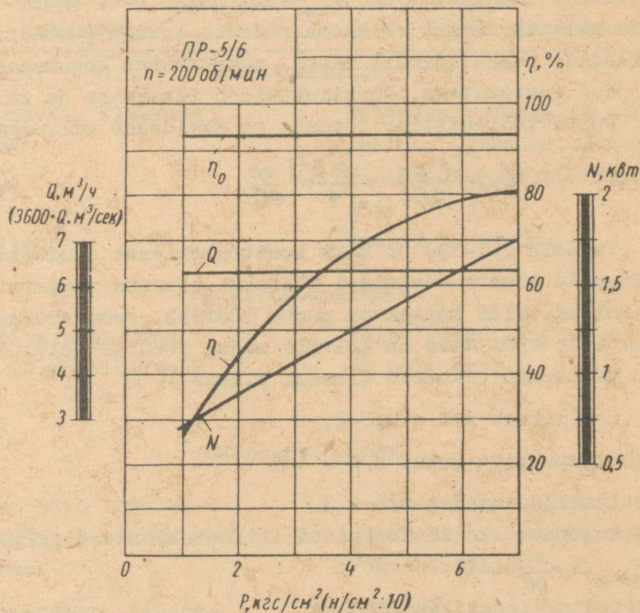
keskmistel ($Q = 30 - 300 \text{ m}^3/\text{h}$)

$$\eta_o = 0,90 - 0,95$$

ja suurte pumpadel ($Q > 300 \text{ m}^3/\text{h}$)

$$\eta_o = 0,95 - 0,98.$$

Mahukasutegur oleneb ka pumba rõhust ja hakkab väga suurte rõhkude korral vähenema. See asjaolu kajastub kolbpumba karakteristikul (joon. 45). Väikeste rõhkude korral on kolbpumba $Q(H)$ kõver praktiliselt sirge, suurte rõhkude puhul hakkab aga Q vähenema.



Joon. 45.

Rõhukadusid pumbas arvestab hüdrauliline kasutegur

$$\eta_h = \frac{H}{H + h_{w \text{ pump}}}$$

§ 11. Kolbpumba tootlikkust mõjutavad tegurid

Üheks kolbpumba töö oluliseks näitajaks on kolvikäikude arv (väntvõlli pöörete arv) minutis n . Suurte pöörete arvude kasutamist raskendab kavitatsioonioht pumbas ja klappide töörežiim. Tavaliselt on $n_{max} \approx 350 \text{ p/min}$ (vt. tabel 1). Et saada sama toodangut väiksema pöörete arvuga pumbalt, tuleb suurendada pumbasilindri mahtu, pump muutub kogukamaks, mõjuvad jõud suuremateks, konstruktsioon raskemaks ja kallimaks.

Pumba teoreetiline toodang on avaldatav valemiga

$$Q_t = \frac{F \cdot s n}{60} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{s n}{60} \quad (\text{II-19})$$

Valemis (II-19) on kaks konstruktiivset suurust: D ja s . Pumpade konstrueerimisel võetakse aluseks normatiivsed s/D suhted. Mida suurem on pumba töörohk, seda suurem peab olema suhe s/D . Siis on kolvile mõjuv jõud ja kolvi ümbermõõt väiksemad (väheneb tihendi pikkus).

Harilikult $s/D = 0,8-2$,

kõrgsurvepumpade puhul $s/D = 4-8$

ja tuletõrjepumpades $s/D = 3$.

Siis kujunevad kolvi keskmised liikumiskiirused järgmisteks

$$(C_{keskm} = \frac{2sn}{60}):$$

pumpadel silindri läbimõõduga

$$D < 100 \text{ mm} - C_k = 0,2-0,5 \text{ m/s,}$$

$$D = 100-150 \text{ mm} - C_k = 0,5-1,0 \text{ m/s,}$$

$$D > 150 \text{ mm} - C_k = 1-2 \text{ m/s.}$$

Eritüübilistel pumpadel võivad C_k väärtused olla ka teistsugused, näiteks otseühenduspumpadel (aurupumpadel):

$$n = 50-130 \text{ käiku/min} \quad \text{ja } C_k = 0,3-0,7 \text{ m/s}$$

ning käsipumpadel

$$n = 20-60 \text{ käiku/min} \quad \text{ja } C_k = 0,05-0,15 \text{ m/s.}$$

Toodud arvud kehtivad veepumpade kohta. Viskoosete vedelike pumpamisel tuleb kolvi liikumiskiirusi ligi kaks korda vähendada.

§ 12. Kolbpumpade võrdlus tsentrifugaalpumpadega

Kolbpumbad	Tsentrifugaalpumbad
Konstruksioon	
Suur ja raske. Ülekanne keeruline	Mõõtmelalt väike ja kompaktne. Ülekanne mootorilt lihtne (ainult pöördliikumine).
Klapid olemas	Klapid puuduvad.
Käivitustingimused	
Veega täita pole vaja. Siibrid tuleb tingimata avada.	Täita veega. Siibreid avada pole vaja.
Ekspluatatsioon	
Toodangut saab reguleerida ainult pöörete arvu muutmisega.	Toodangut saab siibri abil (drosseldamisega) kergesti reguleerida.
Inertsjõududest vabanemiseks tuleb kasutada õhukatlaid.	Vool ühtlane, inertsjõud puuduvad.
Uhtained pumbatavas vees rikuvad pumba.	Saab pumbata ka uhtaineterikast (sogast) vedelikku.
Töö automatiseerimine on raskendatud. Vajab kõrge kvalifikatsiooniga teenindavat personali.	Tööd saab kergesti automatiseerida. Teenindamine on lihtne.
Kasutegur mõnevõrra suurem kui tsentrifugaalpumbal	Kasutegur mõnevõrra väiksem kui kolbpumbal.

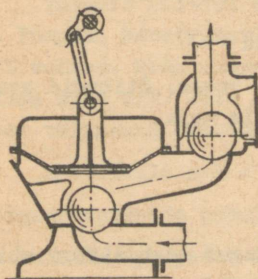
Pumba tootlikkus ei ole-
ne praktiliselt rõhust.
Pumpa saab tööle panna
kindla vooluhulgaga
(kasutatakse dosaator-
pumpadena).

Tootlikkus oleneb väga
palju rõhust.

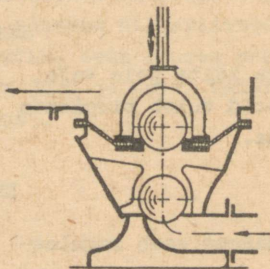
§ 13. Eritüübilisi kolbpumpasid

1) Diafragma- e. membraanpump

Diafragmapumbas muudetakse töökambri mahtu elastse dia-
fragma (membraani) abil.



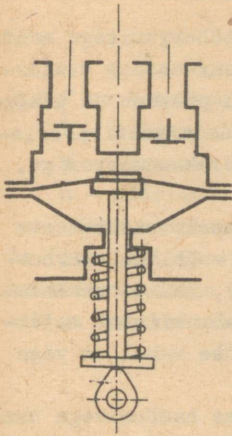
Joon. 46.



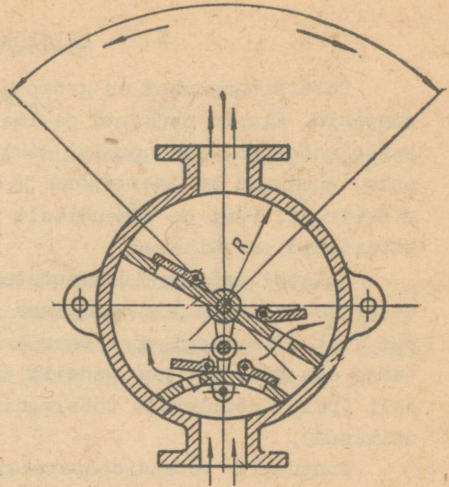
Joon. 47.

Sogase vee pumpamiseks (näiteks ehituskaevikutest) kasu-
tatakse joonisel 46 kujutatud mehhaanilise ajamiga või jooni-
sel 47 näidatud mehhaaniliselt käivitavat või käsipumpa
(nn. konna). Viimase surveklapp on paigutatud membraani avas-
se.

Membraanpumpasid kasutatakse ka sisepõlemismootorite
kütusepumpadena (joon. 48).



Joon. 48.



Joon. 49.

2) Tiibpump (Allweileri pump)

Tiibpumbas (joon. 49) täidab kolvi ülesannet keskelt võllile kinnitatud edasi-tagasi pöörlev tasapinnaline tiib, milles olevad kaks ava on suletud šarniirklappidega. Korpuse alumises osas on samuti kaks klappidega suletud ava, mille kaudu pumbatav vedelik pääseb tiivaalusesse ruumi. Tavaliiselt on sellised pumbad käsipumbad, nende poolt tekitatav rõhk ulatub 30-40 meetrini.

Käepideme pööramisel noolega näidatud suunas vasak tiivapool tõuseb, selle klapp on suletud. Tiiva peal olev vedeliku- maht surutakse survetorusse, tiivaalune ruum imetakse täis. Parem tiivapool liigub samal ajal allapoole, selle klapp on avatud ja vedelik voolab tiiva alt tiiva peale.

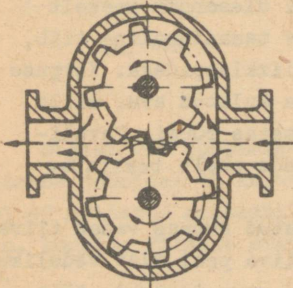
Tiibpumbad kuluvad ruttu, eriti kui pumbatav vedelik sisaldab natukenegi tahket materjali: tiiva ja korpuse vaheline pilu suureneb ja pumba mahukasutegur väheneb.

§ 14. Rotatsioonipumbad

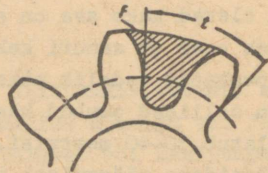
Rotatsioonipumbad on grupp pöörlevate tööorganitega mahtpumpasid. Klapiq puuduvad ja imemis- ning survetsoon eraldatakse tööorgani enda poolt. Et liikumine on pöörlev ja klappe pole, puuduvad ka inertsjõud ja võib rakendada suuri pöörlemiskiirusi. Pump on vanenditult ühendatav elektrimootoriga, gabariidid on väikesed.

Rotatsioonipumpasid kasutatakse laialdaselt viskoosete vedelike (õlid jm.) pumpamiseks (pumbatava vedeliku viskoossus võib olla isegi väga suur - kuni 16°E), nad on rakendatavad aga kõikjal, kus vedelik ei sisalda abrasiivset materjali (pilud pöörlevate tööorganite ja korpuse vahel on väga väikesed).

Tuntumaid rotatsioonipumpasid on välise hambumisega hammasrattaspump (joon. 50). Pumba kahest, teineteisega hambumises olevast hammasrattast on üks ühendatud ajamiga, teine jookseb vabalt kaasa. Pumbatav vedelik viiakse hambavahedes imemispoolelt survetorru. Tagasivoolu vältimiseks sobitatakse hammasrattad tihedalt korpusesse.



Joon. 50.



Joon. 51.

Pumba teoreetiline tootlikkus

$$Q_t = \frac{2Fbzn}{60} \quad \left(\frac{1}{s}\right),$$

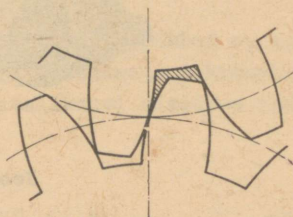
kus F on kahe hamba ja pumbaseina vahele jääv pind (joon. 51),

b - hammasratta laius,

z - hammaste arv ja

n - pöörlemiskiirus.

Kahe hammasratta hambumisel jääb vedelikku hammaste vahele (joonisel 52 viirutatud). Hammasrattaste edasipöörlemisel hammastevaheline ruum algul väheneb, vedelikurõhk seal suureneb ja tekivad suured radiaaljõud; hiljem see ruum jälle

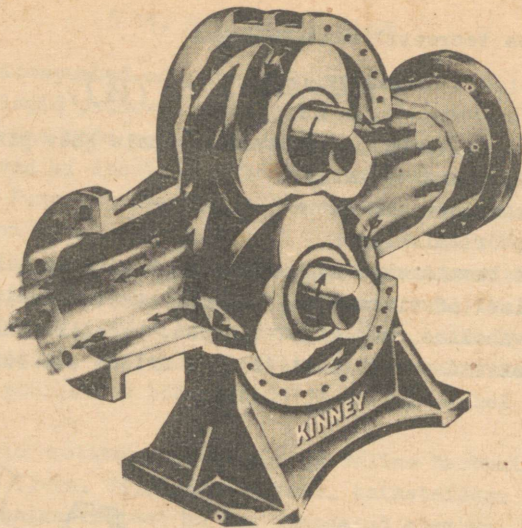


Joon. 52.

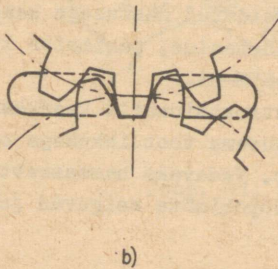
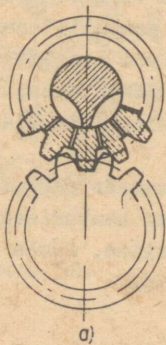
suureneb, tekib vaakuum, pumbatav vedelik aurustub, millega kaasneb kavitatsioon. Nende ebasoovitavate nähtuste vältimiseks kasutatakse spetsiaalse profiiliga hammasrattaid (joon. 53) või pumba korpusesse freesitud või satelliithammasrattasest puuritud, rõhku ühtlustavaid uurdeid või avasid (joon. 54).

Kirjeldatud nähtusega kaasneb ka hammasrataspumba kasuteguri vähenemine, parimates konstruktsioonides ulatub kasutegur 55-65%-ni.

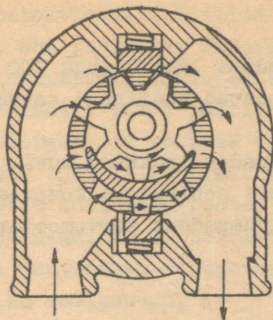
Konstruktsioonilt keerukam, kuid samade gabariitmõtmete korral suurema tootlikkusega on sisemise hambumisega hammasrataspump. Vedavaks hammasrattaks on väline. Pumba konstruktsioon ja tööpõhimõte selguvad jooniselt 55.



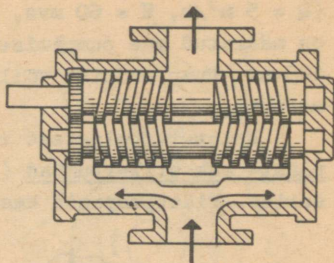
Joon. 53.



Joon. 54.

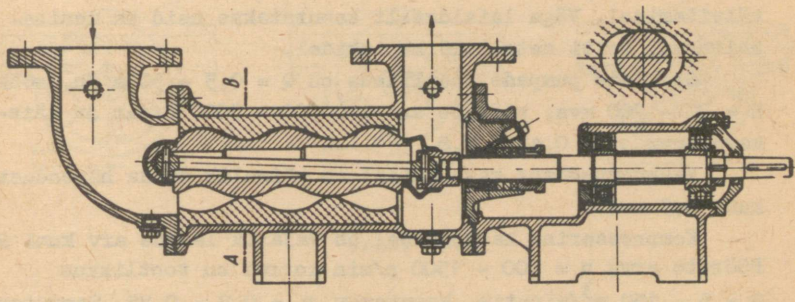


Joon. 55.



Joon. 56.

Liik rotatsioonipumpasid on kruvipumbad e. spindelpumbad, milles pöörleb kaks või enam üksteisega pikihambumises olevat kruvi (joon. 56) või üks metallkruvi elastses (näiteks kummi-) kestas (joon. 57).



Joon. 57.

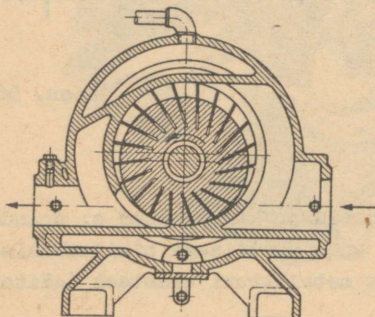
Viimane sobib ka uhtaineid sisaldava vee pumpamiseks. Seadme kasutegur on siis 50-55%. Nõukogude Liidus toodetavad vertikaalse võlliga metallkruvi ja kummikestaga kruvipumbad

BAH-7c ($Q = 15 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 100 \text{ mvs}$, $N = 14 \text{ kW}$) ja BAH-4

($Q = 5 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 60 \text{ mvs}$, $N = 2,8 \text{ kW}$)

on määratud vee pumpamiseks suurkaevudest läbimõõduga 300 ja 125 mm. Pump on pika võlli kaudu ühendatud maapinnal asuva mootoriga.

Eriotstarbelistest rotatsioonipumpadest pakuvad huvi plaat- ehk siiberpumbad (joon. 58), mis sobivad ka kompressoriks. Plaatpumpasid kasutatakse õlipumpadena servomootorite



Joon. 58.

käivitamisel. Väga laialdaselt kasutatakse neid ka masinaehituses, eriti metallilõikepinkidel.

Selliste pumpade tootlikkus on $Q = 0,5 - 50 \text{ m}^3/\text{h}$, rõhk $H = 20 - 700 \text{ mvs}$, pöörete arv $n = 300 - 3000 \text{ p/min}$ ja täiskasutegur $\eta = 0,45 - 0,8$.

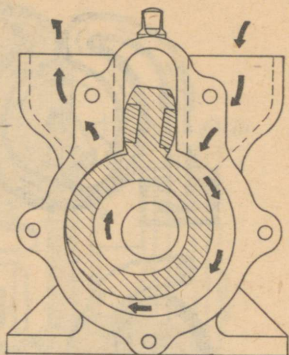
Vaakuumpumbana kasutamisel on võimalik saada rõhendust kuni $9,5 \text{ mvs}$.

Kompressorina kasutamisel on vajalik labade arv kuni 20. Pöörete arvu $n = 700 - 1500 \text{ p/min}$ korral on tootlikkus $Q = 5 - 150 \text{ m}^3/\text{minuti}$, kasutegur $\eta = 0,8 - 0,85$. Saavutata rõhk küünib 15 atmosfäärini. Võrreldes kolbkompressoritega on plaatkompressor kompaktsema konstruktsiooniga, annab ühtlasema toodangu, klapid puuduvad ja on võimalik otsesidestus elektrimootoriga. Kasutegur on mõnevõrra madalam ja rõhk väiksem. Valmistamise täpsus peab olema palju suurem.

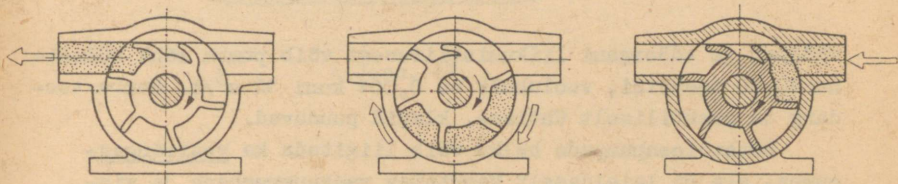
Töövedeliku pumpamiseks külmutusseadmetes kasutatakse ekstsentrilist pumpa (joon. 59). Kolvi osa täidab siin plastmassist silindriline ketas, mis oma ühe servaga on alati

kontaktis silindrilise korpuse ühe punktiga. Tööorgan on kinnitatud võllile ekstsentriliselt. Võlli pöörlemisel tööorgani ja korpuse vahele jääv ruum liigub imitoru poolt survetoru poole. Klapid puuduvad. Võlli pöörlemissuuna muutumisel muutub ka vedeliku voolusuund.

Väiksemates pumpades (näiteks kahetaktiliste mootorite jahutusveepumbad) kasutatakse sageli ühest küljest kitsendatud korpuses elastseid tiivikuid (joon. 60). Tihedus tagatakse tiivikulabade pideva survega vastu korpust.

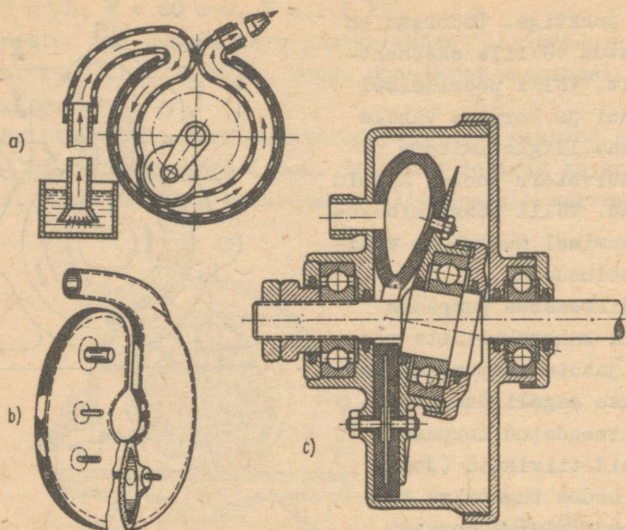


Joon. 59.



Joon. 60.

Paljudel juhtudel ei ole soovitatav pumbatava vedeliku otsene kontakt pumba hõõrduvate metallosadega. Vedelik võib metallile sööbivalt mõjuda, metalliosakesed satuvad pumbatavasse vedelikku, pole võimalik tagada absoluutset hermeetilisust ja steriilsust jne. Sellistel juhtudel võib kasutada nn. voolikpumpasid: vedelik läbib pumba elastses kummi- või plastmassvõlikus. Vajalik pumpamiseefekt saavutatakse vooliku deformeerimisega (joon. 61 ja 62). Olenevalt vooliku läbi-

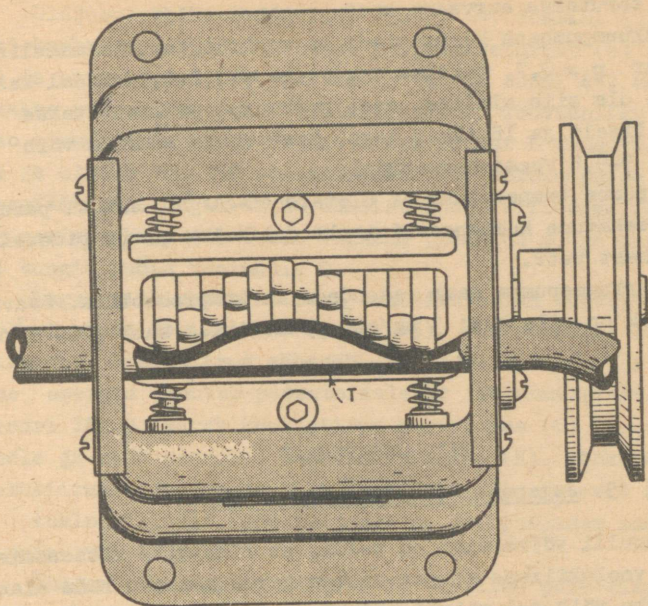


Joon. 61.

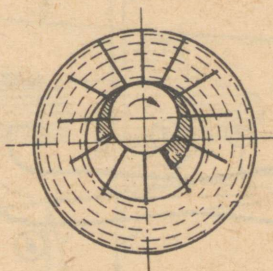
mõõdust ja tööorgani liikumiskiirusest võib pumba rõhk küündida 20–50 meetrini, vooluhulk on 0,001 kuni 10 m³/h. Pumba toodang on praktiliselt ühtlane, klapid puuduvad.

Rotatsioonipumpade hulka võib liigitada ka vesirõngaspumba, mis on laialdaselt kasutatav vaakumpumbana ja viskoosete vedelike (näiteks koore) pumpamiseks (joon. 63).

Pumba ümmarguses korpuses pöörleb ekstsentriliselt paiknev tiivik. Korpuses leiduv vedelikukogus paiskub tsentrifugaaljõu mõjul ühtlase paksusega kihina vastu korpust. Moodustub sellise paksusega vedelikurõngas (siit ka pumba nimi – vesirõngaspump), mis puudutab tiiviku völli (üleearune vedelik surutakse välja). Kõik tiiviku labad ulatuvad otsapidi rõngasse, mistõttu labadevahelised ruumid on üksteisest isoleeritud. Tiiviku pöörlemise suunas (joonisel noolega näidatud) labadevaheline ruumala algul suureneb ja tekib vaakuum, imiavast (joonisel viirutatud) tungib sisse pumbatav vedelik või õhk (kui pumba kasutatakse vaakumpumbana). Labadevaheli-



Joon. 62.



Joon. 63.

ne ruum kasvab maksimumini ja hakkab siis vähenema. Pumbatav vedelik surutakse surveava kaudu pumbast välja.

Vaakuumpumbana kasutamisel on vesirõngaspumba mahuline kasutegur $\eta_0 = 0,7$, täiskasutegur aga $\eta \approx 0,2-0,3$. Madal kasutegur ei ole siin oluline, sest vaakuumpumpa kasutatakse perioodiliselt ja lühikest aega. Saavutatav vaakuum võib küündida 9-9,6 veesambameetrini.

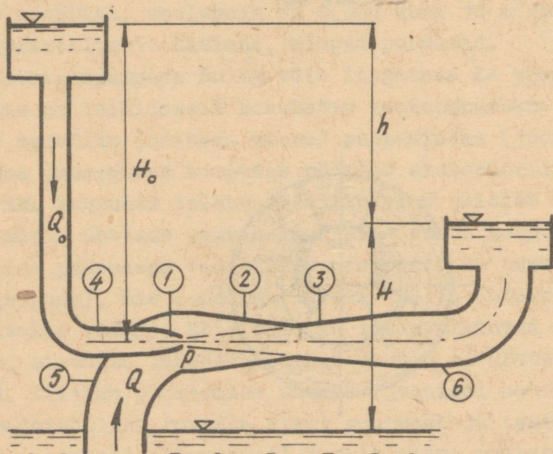
Et pumba temperatuur ei ületaks 40-50 °C, samuti paratamatute veekadude kompenseerimiseks juhitakse pumba pidevalt külma puhast vett.

Vesirõngaspumpa saab rakendada ka kompressorina. Saavutatav rõhk on siis kuni 3 kg/cm², tootlikkus kuni 3000 m³/h.

III. JUGAPUMBAD

§ 15. Jugapumba tööprintsip ja ehitus

Bernoulli võrrandist on teada, et ristlõike kitsenemisest tingitud voolukiiruse suurenemisega torus kaasneb rõhu alane mine. Rõhku võib sel viisil sedavõrd alandada, et tekib vaakuum, mida saab kasutada vedeliku pumpamiseks.



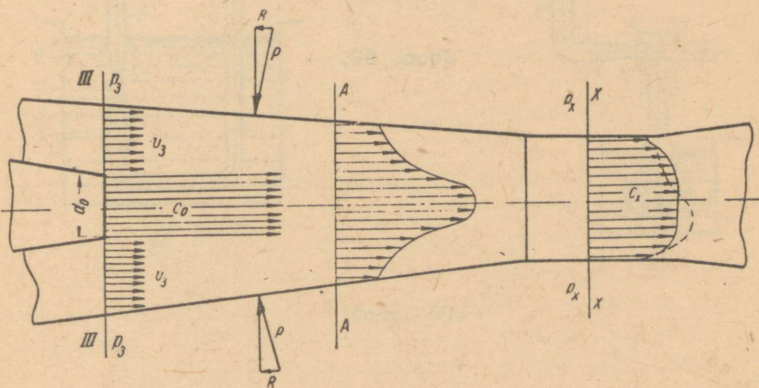
Joon. 64.

Üldjuhul koosneb jugapump (joon. 64) düüsi (1), segunemiskambrist (2), difuusorist (3), toititorust (4) ning imi- (5) ja survetorust (6). Toititoru (4) ja düüsi (1) kaudu suunatakse pompa töövedelik vooluhulgaga Q . Töövedeliku rõhk peab olema pumba poolt arendatavast rõhust H tunduvalt suurem ja ulatub 100–150 veesambameetrini (aurupumpades 15–25 atmosfäärini). Jaga väljub düüsi suure kiirusega (25–50 m/s), segunemiskambris (2) tekib vaakuum (rõhk on p) ja imitorust (5) tungib pumba vooluhulk Q .

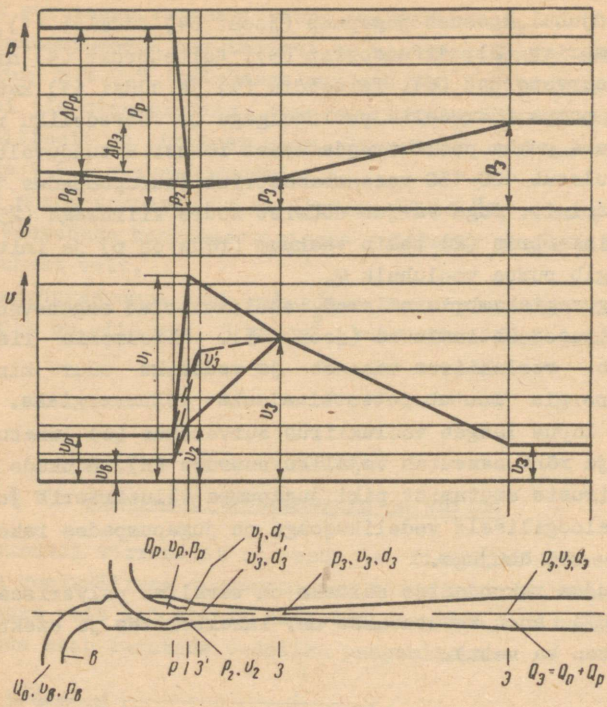
Segunemiskambris mõlemad vedelikuvoolud segunevad ja voolukiirused ühtlustuvad (joon. 65). Difuusoris ristlõige suureneb, voolukiirus väheneb ja vedeliku suur kinetiline energia muutub potentsiaalseks rõhuenergiaks. Difuusori lõpus langeb voolukiirus survetorus (6) lubatud tasemele ja rõhk saavutab vajaliku suuruse (H). Rõhkude ja voolukiiruste muutumist piki jugapumpa illustreerib joonis 66.

Analoogiliselt vedelikujoaga on jugapumpades rakendatav ka auru- või õhujuga.

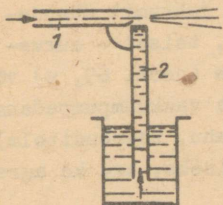
Õhujoa rakendamise näiteks on tavaline pulverisaator (joon. 67), auru kasutatakse nn. inžektorites ja ežektorites (viimastes ka vett).



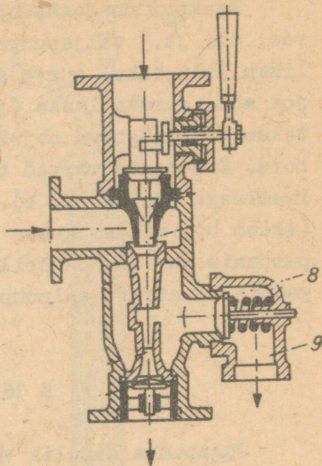
Joon. 65.



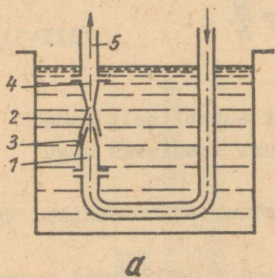
Жон. 66.



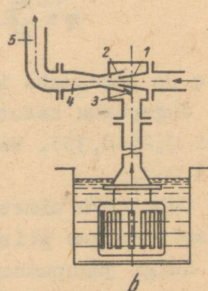
Joon. 67.



Joon. 68.



a



b

Joon. 69.

Ežektor on jugapump, mida kasutatakse vedeliku (õhu, vee, õli jt.) väljapumpamiseks. Inžektoriga pumbatakse vedelikku (või õhku) surve all kuhugi sisse, näiteks vett aurujoa abil aurukatlasse (joon. 68). Esimesel juhtumil ühendatakse teenindatava objektiga pumba imitoru, teisel - surveoru. Ežektorid võivad töötada pealevooluga (joon. 69, a) või imemisega (joon. 69, b). Neid võib kasutada vaakumpumpadena (skeem b), mitmesuguste tolmjate ainete (jahu, tsemenditolm) pumpamiseks (õhujoa abil), eluskala pumpamiseks, aga ka agregaadis tsentrifugaalpumpadega (vt. § 17).

§ 16. Jugapumba tööparameetrid

Jugapumba kasulik võimsus

$$N_k = \gamma Q H \quad (\text{III-1})$$

(tähistused vt. joon. 64).

Tööks kulutab jugapump võimsust

$$N = \gamma Q_0 h. \quad (\text{III-2})$$

Täiskasutegur on seega

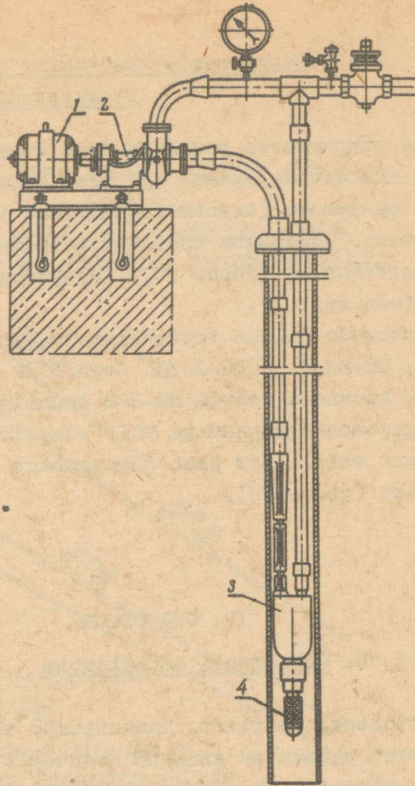
$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q_0 h} = \frac{Q H}{Q_0 h} = q \frac{H}{h}, \quad (\text{III-3})$$

kus q on jugapumba imemiskoeffitsient.

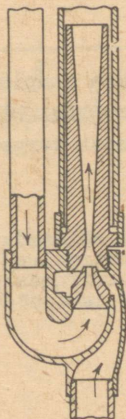
Jugapumba kasutegur on tavaliselt suhteliselt madal (kuni 0,25-0,35). Maksimaalse kasuteguri saamiseks olgu $q = 1,0-1,5$.

Suhet H/h nimetatakse jugapumba rõhukoefitsiendiks. Tavaliselt on see piires 0,15-0,35.

Kuigi jugapumba on vähe ökonoomsed ning nõuavad suure toitevooluhulga juurdeandmist kõrge rõhu all, laieneb nende kasutusala pidevalt. Seda soodustavad lihtne konstruktsioon, liikuvate osade puudumine, võime tekitada kõrget vaakuumi ja suur töökindlus. Jugapumba tööiga võib olla väga pikk.



Joon. 70.



Joon. 71.

§ 17. Jugapumpade kasutamine vee pumpamiseks
puurkaevudest

Vee pumpamiseks puurkaevudest kuni 75 m sügavuselt kasutatakse edukalt agregaatide maa peal asuvast tsentrifugaalpumbast ja puurkaevu (tsentrifugaalpumba imitorru) paigutatud jugapumbast. Jugapumba töövedelik võetakse tsentrifugaalpumba survetorust (joon. 70). Jugapumba enda konstruktsioon selgub jooniselt 71.

Nõukogude Liidus toodetakse jugapumba-agregaatide BH-2-8, BH-24-5; BH-24-6 ja BH-2-III.* Joonis 72 annab ülevaate neljast mudelist koosneva seeria BH-2-8 tehnilistest andmetest.

Jugapumba-agregaadiga võib edukalt pumbata ka uhtaineid sisaldavat vett. Siis peab jugapumbast tulev vesi läbima settebasseini (joon. 73).

IV. ÕHKTÕSTUK

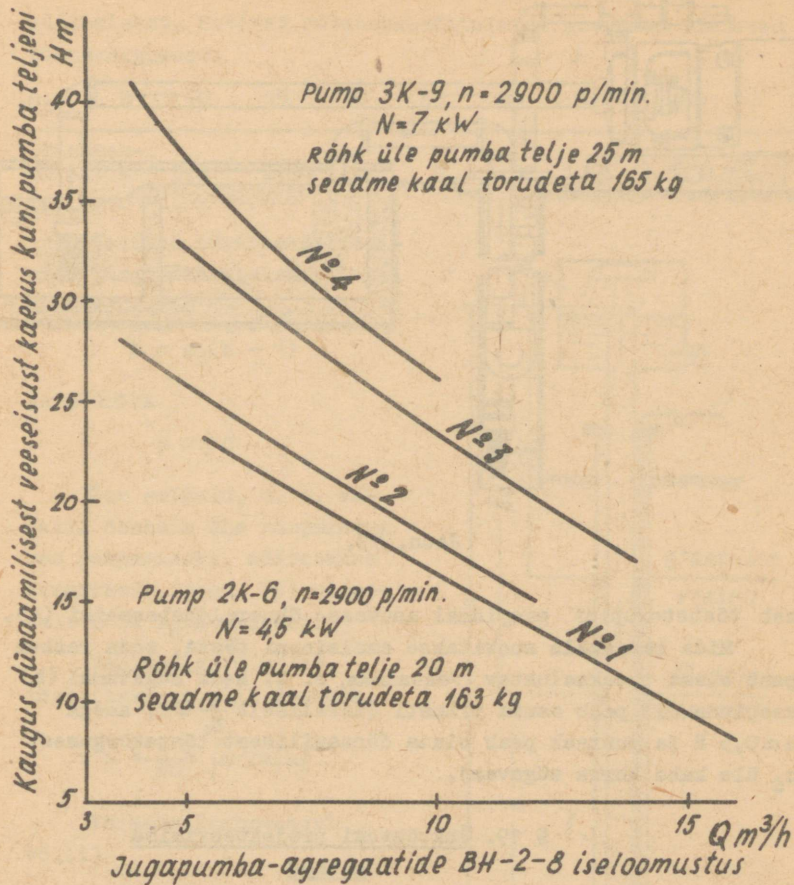
§ 18. Õhktõstuki tööõhimõtte

Õhktõstuki (airlift, mammutpump) töö põhineb hüdraulikal tuntu ühendatud anumate seadusel: erinevate vedelike sammaste kõrgused on pöördvõrdelised vedelike erikaaludega:

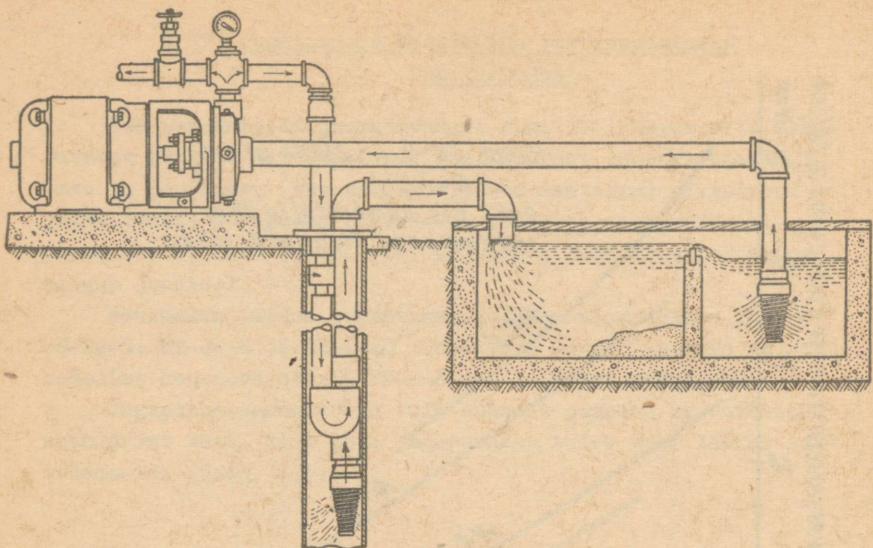
$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

Veetõstetorru (1) (joon. 74) juhitakse õhupihusti (2) kaudu kompressorist mööda õhutoru (3) suruõhku. Pihustatud õhk moodustab veega emulsiooni, mis on veest kergem ja tõu-

* BH- ВОДОСТРУЙНЫЙ НАСОС
2 - mudeli number, 8 - paigaldamist võimaldava puur-
augu siseläbimõõt tollides, Ц - tsentraalne (ЦЕНТРАЛЬ-
НЫЙ) - toitetoru on paigutatud tsentrifugaalpumba imi-
toru sisse, jugapump mahub väiksema läbimõõduga puur-
auku, III - sahtkaevudele.



Joon. 72.



Joon. 73.

seb tõstetorupidi maapinnal asuvasse õhueraldusbasseini (4).

Mida kõrgemale soovitakse emulsiooni tõsta, seda raskem peab olema tasakaalustav veesammas, s. t. seda sügavamal (h) veepinna all peab asuma pihusti (tavaliselt $\frac{\sigma}{\sigma_0} \cong 2$, seega $h \cong 0,5 H$ ja puurauk peab olema dünaamilisest tõstekõrgusest h_d üle kahe korra sügavam).

§ 19. Õhktõstuki projekteerimise alused

Lähteandmeteks õhktõstuki projekteerimisel on nõutav vooluhulk Q ja tõstekõrgus h_d . Arvutustega määratakse 1) õhukulu; 2) pihusti asetussügavus h ; 3) kompressori tootlikkus, surve ja võimsus; 4) tõste- ja õhutoru läbimõõdu.

Arvutusvalemid on empiirilised.

Projekteerimist alustatakse pihusti süvatuskoefitsiendi

$$k = \frac{H}{h_d}$$

määramisest. Sobivad süvatuskoefitsiendi suurused olenevad tõstekõrgusest:

h_d	m	10	15	30	60	90	120	150
Orientee- rivalt k		3,3	2,94	2,5	2	1,82	1,66	1,3

Valitud süvatuskoefitsiendi järgi määratakse pihusti asetussügavus

$$h = h_d(k - 1)$$

ja tööõhk

$$p = \sigma h.$$

Õhu erikulu, s. o. vajalik õhuhulk ühe kuupmeetri vee pumpamiseks, määratakse graafikult (joon. 75) olenevalt K ja h_d suurusest.

Vooluhulga $[Q \text{ m}^3/\text{h}]$ tõstmiseks vajalik õhuhulk

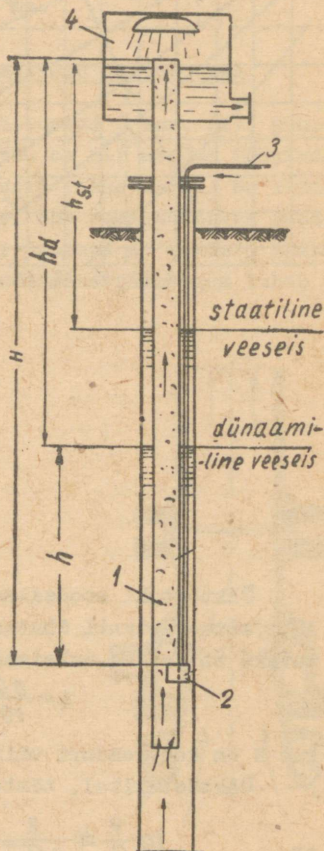
$$V = \frac{Q \cdot Q}{60} [\text{m}^3/\text{min}].$$

Võimsus kompressori võllil

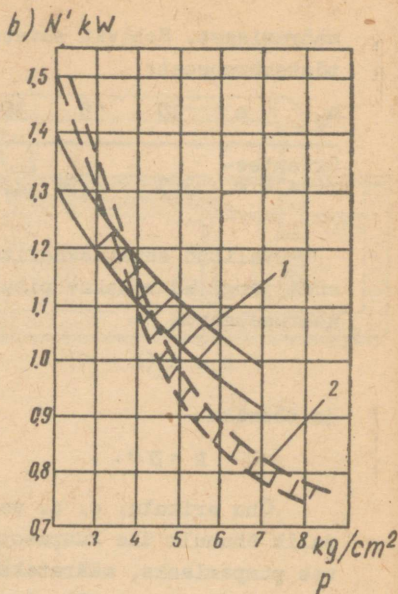
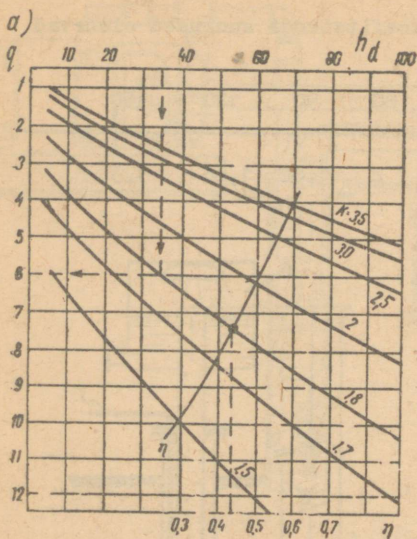
$$N = N' \cdot V \cdot p_k,$$

kus $p_k = (1,1-1,2)p$

ja N' määratakse graafikult (joon. 75, b), kus täisjoonte (1) vahel viirutatud pind sobib ühestmelistele ja punktiirjoonte(2) vaheline - kahestmelistele kompressoritele.



Joon. 74.



Joon. 75.

Õhktõstuki soodsaima töörežiimi määramiseks arvutatakse läbi mitu varianti õhutoru erinevate sügavuste puhul. Otsustavaks on seadme maksimaalne kasutegur

$$\eta = \frac{\sigma Q h_d}{102 N}$$

kus N on kompressori võimsus kilovattides.

Õhktõstukitel, tõstekõrgusega $h_d \leq 5 \text{ m}$, kui $k = \frac{H}{h_d} > 2$,

on

$$\lg \frac{V}{Q} = \frac{2}{\sqrt{k}} - 1$$

Tõstetoru läbimõõdu saab seosest

$$Q + W = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v,$$

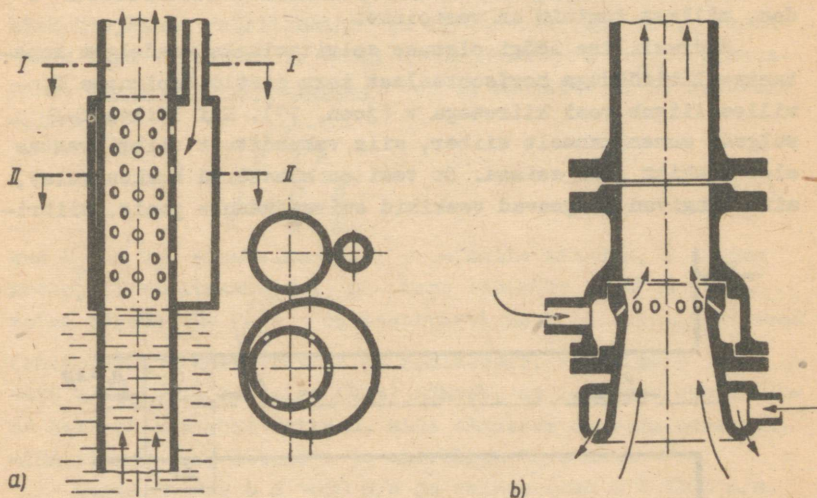
kus v on emulsiooni väljavoolukiirus (soovitav 1,5–10 m/s; väiksema tõstekõrgusega seadmes on ka lubatud kiirused väiksemad).

Õhutoru ristlõikepind määratakse tingimustest, et kiirused õhutorus oleksid 8–10 m/s piires.

Õhupihusti kujutab endast perforeeritud toru, mille ava-de kogupind peab olema 2–3 korda suurem õhutoru enda rist-lõikepinnast (et rõhukaod ei kujuneks liiga suureks). Õhu-mullikeste läbimõõt olgu alla 6 mm.

§ 20. Õhktõstuki eelised ja puudused

Õhktõstuk on väga lihtsa ehitusega (joon. 76), puuraugus puuduvad liikuvad osad ja seetõttu on nii seadme töökindlus kui ka tööiga suur. Põhikompressori rikke korral on lihtne ümber lülitada varukompressorile. Ühe kompressoriga saab tee-nindada mitut puurauku. Ka kõver puurauk ei takista õhktõstuki tööd. Kergesti kuluvate osade puudumine puuraugus lubab pumba-



Joon. 76.

ta ka uhtaineterikast vett, seetõttu sobib õhktõstuk täis-
settinud puuraukude puhastamiseks.

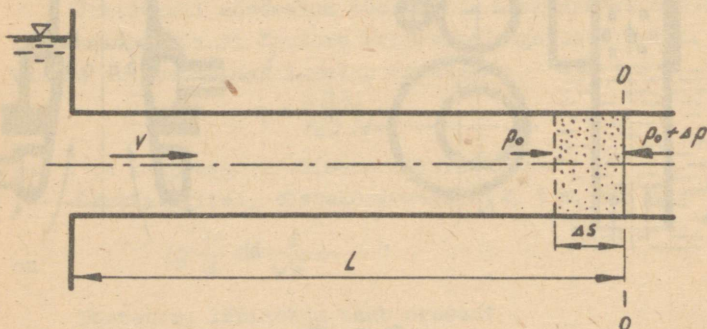
Õhktõstuki laiemat levikut statsionaarses veevarustu-
ses takistab seadme madal kasutegur ($\eta = 0,2-0,35$), vaja-
dus suhteliselt suure sügavusega puurkaevu järele ja asjaolu,
et õhktõstuk ise tõstab vee ainult maapinnale. Ühueraldusbas-
seinist tuleb vesi edasi pumbata teise astme pumbajaamaga.

V. VESIOINAS

§ 21. Hüdrauliline löök

Hüdrauliliseks löögiks nimetatakse rõhu järsku muutust,
mis on tingitud voolukiiruse äkilisest vähenemisest või suure-
nemisest torus. Hüdrauliline löök võib tekkida siibri järsul
sulgemisel, pumba või turbiini äkilisel seiskamisel jne.,
sellega kaasneb rõhu tunduv suurenemine ja avariioht. Seega
on hüdrauliline löök ohtlik nähtus, mida püütakse vältida.
Kasulikku rakendust leiab hüdrauliline löök mõningates pumpa-
des, millest tuntuim on vesioinas.

Hüdraulilise löögi olemuse selgitamiseks vaadelgem kons-
tantse läbimõõduga horisontaalset toru ristlõikepinnaga F,
milles liigub vesi kiirusega v (joon. 77). Kui lõikes 0-0
sulgeda momentaanselt siiber, siis vahenditult siibri vastas
olev veekiht jääb seisma. Et vesi on mõnevõrra kokkusurutav,
siis tungivad järgnevad veekihid seismajäänule peale, siibri-



Joon. 77.

lähedane veekiht Δs surutakse kokku ja rõhk suureneb Δp võrra.

Δp määramiseks rakendame liikumishulga võrrandit (liikumishulga muutus aja Δt jooksul on võrdne mõjuvate välisjõudude impulsiga):

$$\Delta(mv) = \Sigma P \Delta t.$$

Vaadeldaval juhtumil mass $m = \rho F \Delta s$, vasakult mõjub seisjajäänud kihile vedeliku rõhujõud $P_1 = p_0 F$ ja paremalt $P_2 = (p_0 + \Delta p) F$.

$$\text{Seega} \quad \rho F \Delta s (v - 0) = (p_0 + \Delta p - p_0) F \Delta t \quad (V-1)$$

$$\text{ja} \quad \Delta p = \rho v \frac{\Delta s}{\Delta t}. \quad (V-2)$$

Tähistades $\frac{\Delta s}{\Delta t} = c$, saame N. E. Žukovski valemi (1898) hüdraulilise löögiga kaasneva rõhusuurenemise määramiseks:

$$\Delta p = \rho v c. \quad (V-3)$$

Pärast siibrilähedast kihti jäävad järjest seisma ka kõik ülejäänud vedelikukihid ja kõrgenenud rõhk levib vastuvoolu kogu torustikule. Löögi levimiskiirust $c = \frac{\Delta s}{\Delta t}$ nimetatakse kompresioonikiiruseks. See on määratav N. E. Žukovski valemist

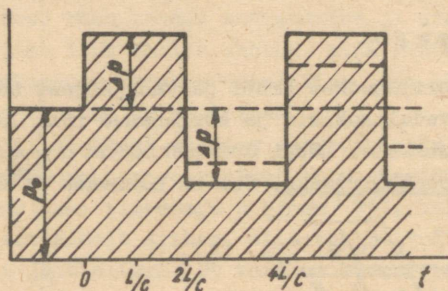
$$c = \frac{\sqrt{E_0/\rho}}{\sqrt{1 + \frac{D}{\delta} \frac{E_0}{E}}} \quad (V-4)$$

kus E_0 on vee elastsusmoodul, ρ - selle tihedus, E - toru materjali elastsusmoodul, D - toru läbimõõt ja δ - toru seinapaksus. Et $\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}$ on teatavasti heli levimiskiirus vees (sõltub vee temperatuurist ja soolsusest, keskmiselt 1425 m/s), siis valemist (V-4) nähtub, et kompresioonikiirus on sellest sedavõrd väiksem, mida elastsem on toru materjal, mida suurem toru läbimõõt ja mida õhem toru sein.

Terastorudes $c \cong 1000$ m/s ja malmtorudes $c \cong 1200$ m/s. Seega on ligikaudne rõhu suurenemine hüdraulilisest löögist

(veesambameetrites) terastorudes $\Delta h = \frac{\Delta p}{\gamma} = 100 v$ ja malm-
torudes $120 v$. Näiteks tekib kiirusega 1 m/s liikuva voolu
äkilisel peatamisel terastorus ülerõhk umbes $100 \text{ mvs} = 10 \text{ atü}$
ja malmtorus 12 atü . Elastsetes, näiteks kummitorudes, hüdrau-
liline löök ohtlik ei ole.

Nagu öeldud, jäävad pärast siibri sulgemist seisma kõik
vedelikukihid ja ülerõhk levib ülesvoolu kiirusega c torusti-
ku alguseni. Kui rõhk toru alguses jääb muutumatuks (toru
algab näiteks suurest reservuaarist (joon. 77), siis vedeli-
ku voolusuund muutub (torus on rõhk suurem kui reservuaaris)
ja normaalne rõhk levib allavoolu kiirusega c . Lõpuks liigub
kogu veemass torus vastuvoolu, viimane veekiht eemaldub inèrt-
si mõjul siibrist ja selle juures tekib alarõhk suurusega Δp .
Alarõhuline levib jälle toru suudmeni ja kogu protsess kor-
dub. Kui torus rõhukadusid ei oleks, kujutaks rõhudiagramm
joonisel 78 näidatud ühtlast siksakjoont. Tegelikult on rõhu-



Joon. 78.

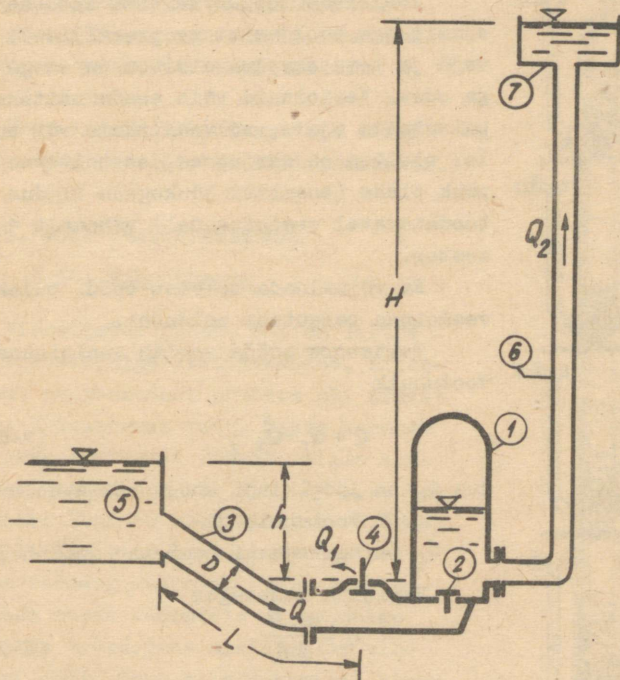
kõikumine kustuv - punktiirjoon joonisel 78.

Ülalkirjeldatu kehtib nn. otsese löögi puhul, kui siib-
er tõepoolest momentaanselt suletakse. Kui siibrit täieli-
kult ei suleta, on tegemist nn. kaudse löögiga, mille puhul
rõhukasv on väiksem:

$$\Delta p = \rho c (V_{alg} - V_{lõpp}). \quad (V-5)$$

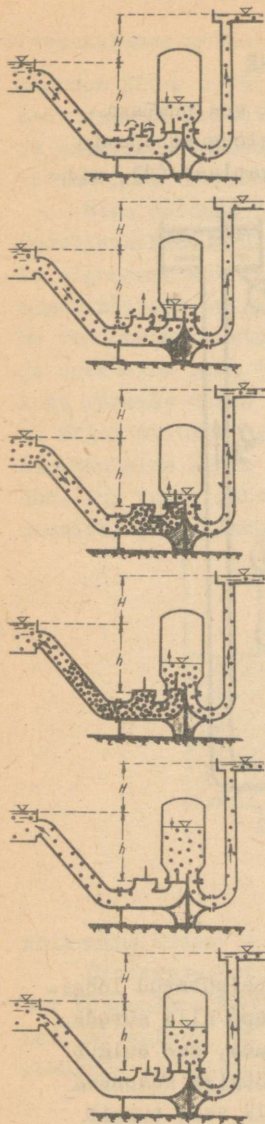
§ 22. Vesioina tööpõhimõte

Vesioinas kasutatakse hüdraulilist lööki vee pumpamiseks. Vesioinas töötab langeva vee jõul, mingisugust ajamit ta ei vaja. Vesioinas (joon. 79) koosneb õhukatlast (1), mil-



Joon. 79.

les asub surveklapp (2). Toiteliinile (3) on paigutatud löögiklapp (4). Seadme käivitamiseks tuleb löögiklapp alla suruda. Klapi vahelt väljavoolav vesi haarab klapi kaasa, see sulgub äkki ja toitetorus tekib hüdrauliline löök. Löögiga kaasneva ülerõhu toimel avaneb surveklapp ja teatav hulk vett tungib õhukatlasse. Rõhulaine levib piki toitetoru toitva veekoguni (5) ja järgneb alarõhufaas. Surveklapp sulgub, löögiklapp avaneb omakaalu mõjul, vesi hakkab jälle välja voolama ja



Joon. 80.

algab uus töötsükkel. Ülerõhufaasi ajal õhukatlasse surutud veest liigub osa kohe survetorru (6) ja sealt survepaaki (7), osa aga paigutub õhukatlas oleva õhu kokkusurumisel vabanevasse ruumi ja surutakse alarõhufaasi ajal õhu paisumisel edasi.

Vesioinas töötab täiesti automaatselt, ajamit ega hooldamist ta praktiliselt ei vaja ja tema ekspluatatsioon on seega väga odav. Vesioinaid võib seada näiteks ülespaisutatud ojaile, nõlvaallikale või mujale; oluline on seejuures, et toitevee rõhk oleks (enamikul Nõukogude Liidus toodetavatel vesioinastel) vähemalt 1 meetrit.

Et võimaldada talvist tööd, tuleks vesioinas paigutada muldonni.

Toitetoru mööda voolab vesioinasse vooluhulk

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (V-6)$$

kus Q_1 on löögiklapi kaudu väljavoolav vooluhulk ja

Q_2 - survepaaki pumbatav vooluhulk.

Vesioina kasutegur

$$\eta = \frac{Q_2 H}{Q h}. \quad (V-7)$$

Tavaliselt $\frac{H}{h} = 2-30$. Vesioina poolt tekitatav rõhk H oleneb toitetorus tekitatud hüdraulilise löögiga kaasnevast ülerõhust (V-5):

$$H = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{c(v_{alg} - v_{lõpp})}{g}, \quad (V-8)$$

kus v_{alg} on voolukiirus toitetorus löögi momendil ja

$v_{lõpp}$ - jääk(transiit-)kiirus, millega

vesi voolab surveklapi kaudu õhukatlasse.

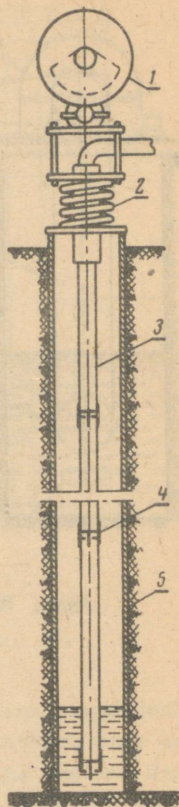
Juurdevooluhulk Q oleneb toitetoru läbimõõdust ja pikkusest ning rõhust h [tavaliselt toitetoru pikkus $L = (5-8) h$], löökide sagedus samuti pikkusest L (vt. joon. 75), seega oleneb vesioina toodang tervest reast faktoritest: h , L , D , H ja n .

Vesioinaste tööparameetrid märgitakse nende passides ja käsiraamatutes.

VI. MUUD VEETÕSTESEADMED

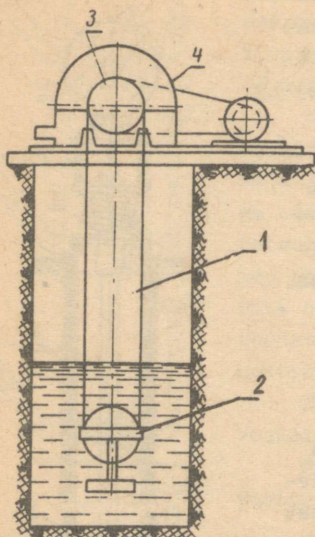
§ 24. Vibrotõstuk

Vibrotõstuk (joon. 81) on lihtsa konstruktsiooniga veetõsteseade, millega saab puuraukudest pumbata nii puhast kui ka liivasegust vett. Seade koosneb puurkaevu lastavast torust, mille alumises otsas on üks või mitu klappi. Vee tõstmisel kuni 50 meetrini jätkub ühest klapist. Klappide arvu suurendamisel seadme toodang suureneb. Toru toetub ülemises otsas vedrudele ja pannakse üles-alla vibreerima spetsiaalse vibraatori abil. Toru allaliikumisel klapp avaneb ja torusse tungib vesi. Toru ülesliikumisel klapp sulgub ja ka vesi tõugatakse ülespoole. Üles-alla võnkumiste sagedus võib olla 50 võnget sekundis ja amplituud 15 mm. Seadme kasutegur on kuni 40%. Tõstekõrgus võib ulatuda 170 meetrini.



Joon. 81.

§ 24. Linttõstukid



Joon. 82.

Linttõstuki (joon. 82) tööorganiks (1) on traatspiraaliga ümbritsetud kett või tavaline kummeeritud masinarihm. Esimest kasutatakse vanemates seadmetes, kus lindi liikumiskiirus pole eriti suur (näiteks kett-tõstuk BOC-2, kus $v = 2$ m/s). Rihma kasutamisel on liikumiskiirus ligikaudu 6 m/s (Ашхабадец).

Alumine rihmaratas (2) koos rihma pingutava raskusega on vees. Rihma külge jäänud vesi paiskub ülemise rihmaratta (3) ületamisel tsentrifugaaljõu mõjul sellekohasesse veepüünisesse (4), kust voolab äravoolutorru.

Toodetavate linttõstukite tootlikkus ulatub $6,5$ m³/h, tõstekõrgus 100 meetrini ja kasutegur 25-30%-ni. Seade tõstab vee vaid maapinnale, edasitoimetamiseks on vaja teist pumpa.

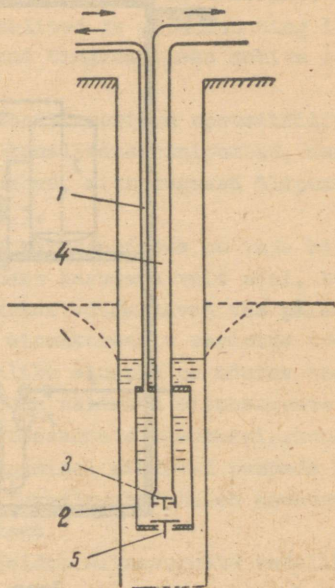
§ 25. Pneumaatilised veetõsteseadmed

Suruõhku kasutatakse peale õhktõstukite veel ka mahtpumba põhimõttel töötavates pneumaatilistes veetõsteseadmetes. Joonisel 83 kujutatud seade sobib vee pumpamiseks puurkaevust. Kompressori abil surutakse töökambrisse (2) mööda õhutoru (1) õhku, mille toimel töökambris olev vesi väljub klapi (3) kaudu survetorru (4). Seejärel toru (1) ülemine ots avatakse. Veeseisude vahe tõttu kaevus ja töökambris avaneb veehaardeklapp (5) ja töökamber täitub veega. Õhk väljub töökambrist toru (1) kaudu atmosfääri. Tööprotsess jätkub õhutoru vahelduva ühendamise teel kompressori ja atmosfääriga.

Analoogilist seadet kasutatakse ka reovete pumpamiseks, kui vooluhulk on väike ja tsentrifugaalpumba ülesseadmine ei ole otstarbekas.

Joonisel 84 on näidatud seadme üldine paigutus, joonisel 85 tema ehitus. Seade koosneb veetõsteseadmest (1), õhupaagist (2), kompressorist (3) ja õhujagajast (4).

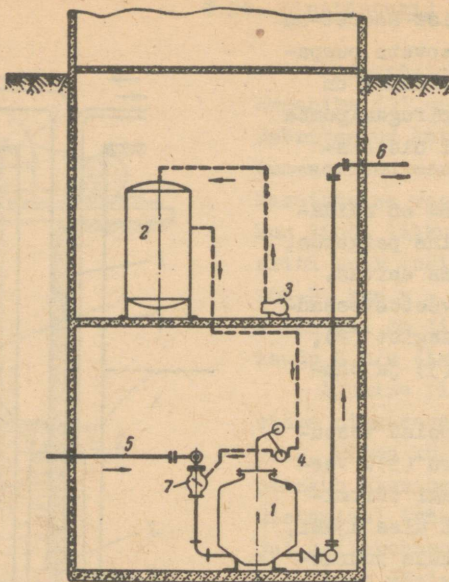
Reovesi voolab tõstukisse mööda toru (5). Veetõsteseadme paagi täitmisel tõstab vesi üles ujuki, mis avab suruõhule juurdepääsu paaki. Vesi surutakse paagist välja kanalisatsiooni (torru 6) ja ujuk vajub algasendisse. Õhu juurdepääs suletakse ja reovee juurdevool avatakse.



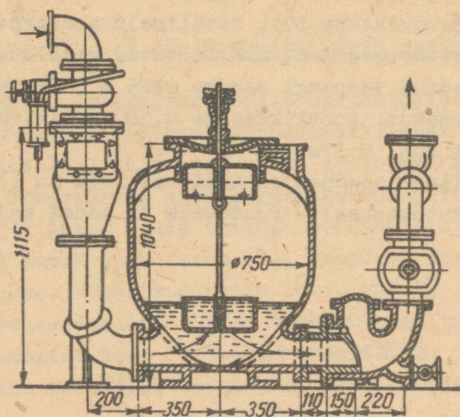
Joon. 83.

Paagist väljasurutava vee tagasivoolu kanalisatsiooni takistab tagasilöögiklapp (7). Tavaliselt seatakse üles kaks paralleelset veetõsteseadet, mis töötavad vaheldumisi. Meil kasutatavad seadmed veepaagi mahuga $0,25 \text{ m}^3$, õhupaagi mahuga $1,5-2 \text{ m}^3$, kompressori tootlikkusega $0,38 \text{ m}^3/\text{min}$ võimaldavad pumbata reovett kuni 5 l/s .

Pneumaatilised seadmed on hügieenilised ja töökindlad ning töötavad automaatselt. Puuduseks on madal kasutegur.



Joon. 84.



Joon. 85.

§ 26. Pumba valik

Veetõsteseadmete nomenklatuur on väga mitmekesine. Igal veetõsteseadme tüübil on omad eelised ja puudused ning iseärasused, mida tuleb arvestada antud tingimustesse sobiva seadme valikul.

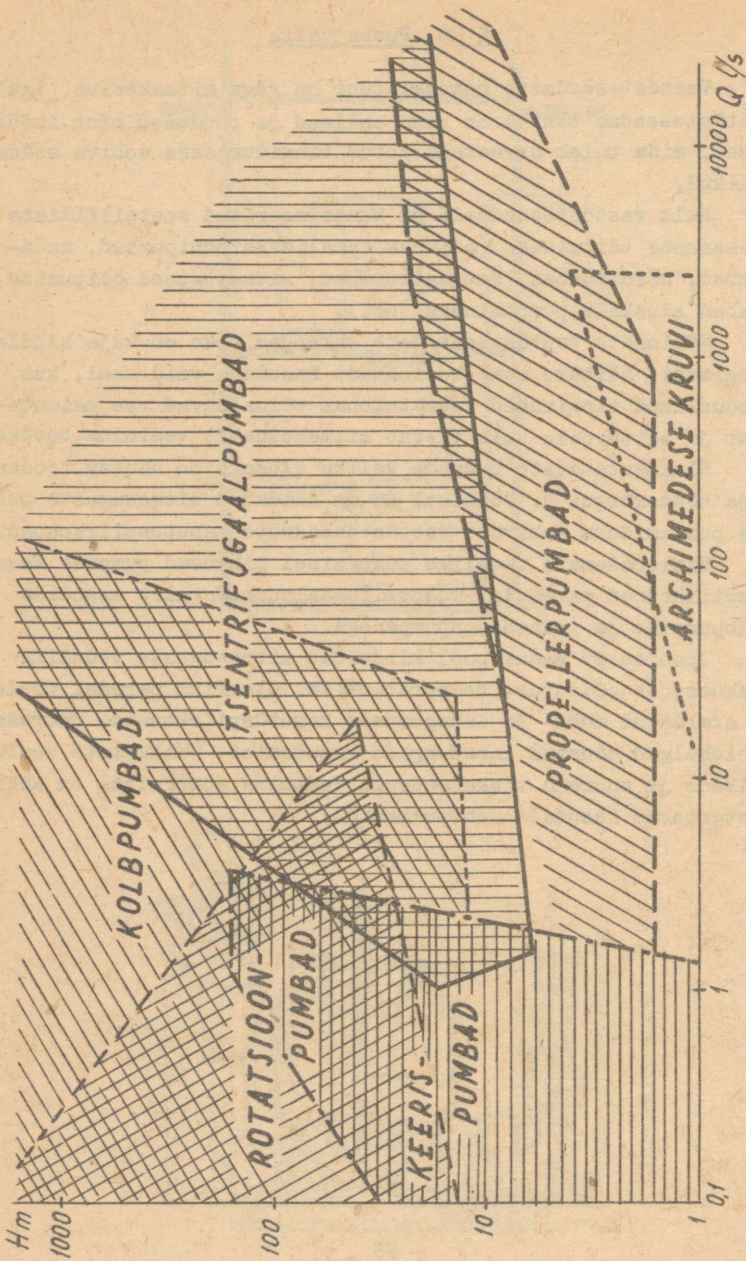
Hulk veetõsteseadmeid on konstrueeritud spetsiifiliste ülesannete täitmiseks (näiteks kanalisatsioonipumbad, mudapumbad, mördipumbad, arteesiapumbad, mitmesugused õlipumbad, pumbad eluskala pumpamiseks jne.).

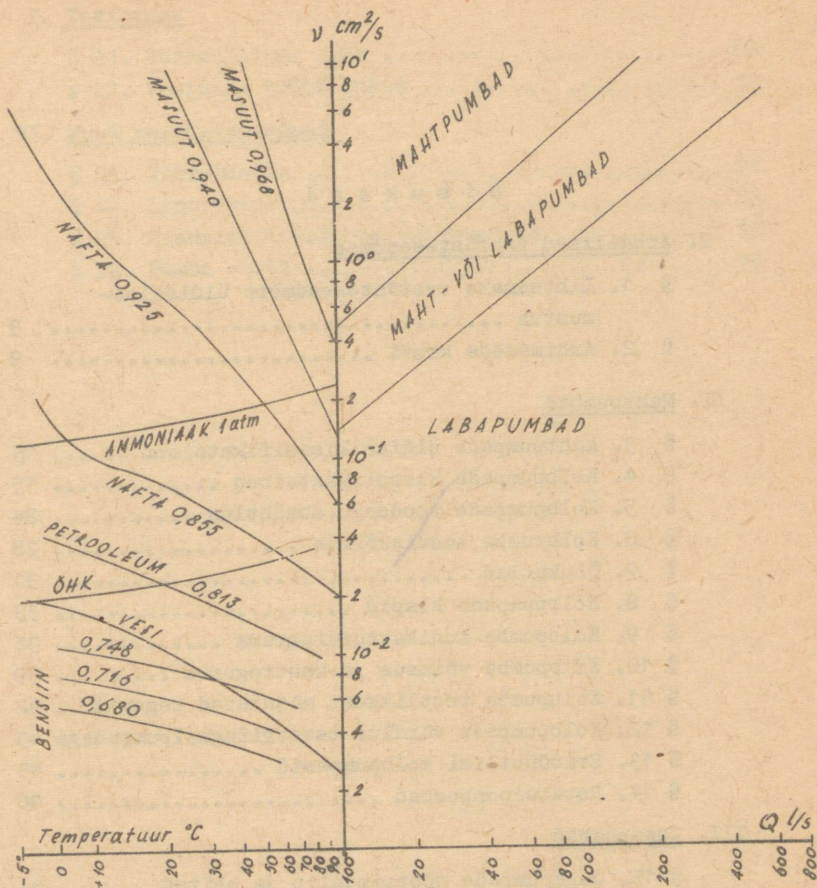
Mõningate veetõsteseadmete rakendamiseks on vaja kindlaid tingimusi. Näiteks saab vesioinast kasutada vaid seal, kus looduslikud tingimused veevõtukohas võimaldavad vee paisutamist ja toitevoolu hulk ületab mitmekordselt vesioina toodangu.

Üldkasutatavate pumpade valiku aluseks on nõutav toodang Q ja tõstekõrgus H . Joonisel 86 on näidatud mitmesuguste puhta vee pumpamiseks sobivate veetõsteseadmete kasutuspiirkonnad.

Viskoossemate vedelike pumpamisel nihkuvad pumpade kasutuspiirkonnad paremale. Tsentrifugaalpumbad tuleb asendada kolbpumpade ja rotatsioonpumpadega.

Joonise 87 vasak pool kirjeldab mitmesuguste vedelike viskoossuse sõltuvust temperatuurist. Graafiku paremal poolel on eraldatud maht- ja labapumpade kasutuspiirkonnad. Suuremad vooluhulgad nõuavad labapumpade kasutamist, väiksemate vooluhulkade ja suurema viskoossusega vedelike pumpamisel on aga otstarbekam kasutada mahtpumpasid.





Joon. 87.

S i s u k o r d

I. Arhailised veetõsteseadmed

§ 1. Lihtsamate veetõsteseadmete üldiseloomustus	3
§ 2. Arhimedese kruvi	9

II. Mahtpumbad

§ 3. Mahtpumpade üldine klassifikatsioon	15
§ 4. Kolbpumpade klassifikatsioon	15
§ 5. Kolbpumpade toodangu ebaühtlus	24
§ 6. Kolbpumba imemiskõrgus	28
§ 7. Õhukatlad	31
§ 8. Kolbpumpade klapid	33
§ 9. Kolbpumba indikaatordiagramm	36
§ 10. Kolbpumba võimsus ja kasutegurid	39
§ 11. Kolbpumba tootlikkust mõjutavad tegurid ..	42
§ 12. Kolbpumpade võrdlus tsentrifugaalpumpadega	43
§ 13. Eritüübilisi kolbpumpasid	44
§ 14. Rotatsioonpumbad	46

III. Jugapumbad

§ 15. Jugapumpade tööprintsip ja ehitus	54
§ 16. Jugapumba tööparameetrid	58
§ 17. Jugapumpade kasutamine vee pumpamiseks puurkaevudest	60

IV. Õhktõstuk

§ 18. Õhktõstuki tööõhimõte	60
§ 19. Õhktõstuki projekteerimise alused	62
§ 20. Õhktõstuki eelised ja puudused	65

V. Vesicoinas

§ 21. Hüdrauliline löök	66
§ 22. Vesicoina tööpõhimõte	69

VI. Muud veetõsteseadmed

§ 23. Vibrotõstuk	71
§ 24. Linttõstuk	72
§ 25. Pneumaatilised veetõsteseadmed	72
§ 26. Pumba valik	75

Vastutav toimetaja: A. Maastik
Korrektor: V. Kingo

Paljundamiseks antud 30. XII 1966. Faber 60x84 cm.
Trükipoognaid 5. Tingtrükipoognaid 4,55. Arvestus-
poognaid 4,5. Tiraaž 500. MB 11890. Tell. nr. 1.

EPA rotaprint, Tartu, Riia 12

Hind 16 kop.

Hind 16 kop.

A-27709

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00426298 8