

ENSV MINISTRITE NÕUKOGU RIIKLIKU
KÕRGEMA JA KESK-ERIHARIDUSE KOMITEE
TEADUSLIK - METOODILINE KABINET

HÜDRAULILISED MASINAD JA TERMODÜNAAMIKA

Koostanud R. Soots

Tallinn
1966

72929

ENSV MINISTRITE NÕUKOGU RIIKLIKU
KÕRGEMA JA KESK-ERIHARIDUSE KOMITEE
TEADUSLIK - METOODILINE KABINET

HÜDRAULILISED MASINAD JA TERMODÜNAAMIKA

Koostanud R. Soets

Tallinn
1966

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СОВЕТА МИНИСТРОВ ЭССР

Научно-методический кабинет

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ТЕРМОДИНАМИКА

Составитель Р. Соотс

На эстонском языке

F₂

Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu
72929

ARHIIVKOGU

Toimetaja A. Mattisen

Trükkimisele antud 27. VIII 1966. Paber 60x84, 1/16.

Trükipg. 6,0. Tingpg. 5,58. Tiraaž 500.

MB-08243. Tell. nr. 170.

EPA rotaprint, Tartu, Riia 12

Hind 18 kop.

Eessõna

Viimastel aastatel on masinaehituses saanud ulatusliku leviku osaliseks mitmesugused hüdraulilised seadmed. Hüdraulika kasutamine võimaldab lihtsustada masinate konstruktsiooni ning samal ajal suurendada nende tehnilisi võimalusi.

Hüdraulika kiire levik tingib vajaduse vastava kvalifikatsiooniga kaadri järele, mistõttu on tehnikumide masinaehitusliku kallakuga erialade õppeprogrammi sisse viidud õppeaine "Hüdraulika alused ja termodünaamika".

Kuna senini puudub eestikeelne kirjandus, mis käsitleks masinaehitusliku hüdraulika küsimusi ja mida saaks kasutada tehnikumides õpikuna, siis tekkis vajadus vastava kirjanduse järele. Käesoleva loengukonspekti esimese osa ülesandeks ongi mõningal määral seda lünka täita. Konspektis on toodud ülevaade hüdroüsteemides kasutatavatest peamistest seadmetest ning mõnede lihtsamate hüdroseemide töötamise põhimõtte.

Samadel kaalutlustel on koostatud ka loengukonspekti teine osa "Termodünaamika alused". Ka siin puudub tehnikumides õpikuna kasutamiseks sobiv kirjandus, mistõttu loengukonspekt peaks mõningal määral olema õpilastele abiks nimetatud materjali omandamisel.

Antud loengukonspekt on kasutatav õppevahendina masinaehitusliku kallakuga tehnikumide kaugõppe ja statsionaarsetes osakondades.

Koostaja

I. H Ü D R O S Ü S T E E M I D E S K A S U T A T A V A D Õ L I D

Hüdroüsteemi normaalne töö sõltub suurel määral valitud õli sordist. Tööprotsessis allub õli rõhu, kiiruse ning temperatuuri muutustele ja mida vähem need mõjutavad õli omadusi, seda ühtlasemates tingimustes toimub hüdroüsteemi töö.

Kasutatavad õlid peavad:

- 1) olema küllaldase viskoossusega;
- 2) olema homogeensed;
- 3) omama head määrivad omadused;
- 4) kaitsma süsteemi korrosiooni eest;
- 5) säilitama oma omadused temperatuuri, rõhu, kiiruse ja liikumissuuna muutumisel;
- 6) rahuldama tuleohutuse nõudmisi;
- 7) ei tohi sisaldada õhku, mehaanilisi lisandeid, niiskust, happeid, vaike jne.

Selliseid nõudmisi rahuldavad kõige paremini mineraalõlid. Kasutamist leiavad ka taimeõlid, kuid viimased on halvamate määrivate omadustega. Õlide tähtsamad füüsikalised omadused on tihedus, viskoossus, leektäpp, hangumistemperatuur, märgavus, püsivus kõrgetel temperatuuridel.

Muude samade omaduste korral tuleks valida kergem, kuid paremate määrivate omadustega õli. Praktikas on kergemat õli lihtne eristada raskemast, kuna ta moodustab suurema tilga.

Õlide viskoossus on nende kõige olulisemaks iseloomustajaks. Ta on muutuv suurus ning oleneb õli temperatuurist ja rõhust. Õli temperatuuri tõustes tema viskoossus väheneb, sealjuures paremate õlisortide juures toimub viskoossuse vä-

henemine sujuvalt. Rõhu tõustes viskoossus aga suureneb. Süsteemide arvutamisel võetakse viskoossuse sõltuvus rõhust arvesse alles rõhkudel üle 50 kg/cm^2 . Oli valikul on soovitatav aeglasekäigulistest mehhanismides võtta suhteliselt suurema viskoossusega õlid kui kiirekäigulistest. Väikese viskoossusega õli kuumeneb tööprotsessis vähem, süsteemis on võimsuse kulu väiksem, kuid suurenevad kaod tihendites. Suurema viskoossusega õli kasutamisel vähenevad küll kaod tihendites, kuid süsteemi tööks on vaja suuremat võimsust ja õli kuumeneb tööprotsessis kiiresti, mis põhjustab viskoossuse vähenemise ning süsteemi ebakorrapärase töö. Kasutatakse õlisid suhtelise viskoossusega 2-5⁰E.

Oli leektäpiks nimetatakse temperatuuri, mille juures süttivad õli aurud. Õli aurumine algab aga juba 65-85⁰ madalamal temperatuuril kui leektäpp.

Oli hangumistemperatuuriks nimetatakse temperatuuri, mille juures õli ei voola enam oma raskuse mõjul, s.o. kaotab voolavuse. Suurema viskoossusega õlid hanguvad kõrgematel temperatuuridel. Glütseriin, piiritus ja petrooleum vähendavad hangumist ning neid lisandeid kasutatakse hüdro süsteemides, mis töötavad madalamatel temperatuuridel.

Õlide mürgavus iseloomustab nende võimet kleepuda metalli pinnale. Suurema viskoossusega õlid on ka suurema mürgavusega. Mineraalõlide mürgavuse tõstmiseks lisatakse neile kas taimseid või loomseid rasvu.

Hüdro süsteemides kasutatavad õlid ei tohi sisaldada üle 0,025% vett. Väike kogus niiskust on lubatud sel juhul, kui õli süsteemis perioodiliselt vahetub. Vastasel juhul tekib õlis sade, mis võib põhjustada ummistusi piludes ning süsteemi liikuvate osade enneaegset kulumist.

Mõningad õli sordid kaotavad rõhu, temperatuuri, kiiruse ning liikumissuuna järskudel muutustel oma esialgsed omadused: hakkavad intensiivselt vahutama, eraldavad iseloomuliku lõhnaga auru, hüdro süsteem hakkab tööle müraga, kusjuures rõhk kõigub suurtes piirides. Sel juhul tuleb võtta mõni teine õli sort või kasutada õlide segusid.

Enamkasutatavad õlid on: "Industriaal" 12 ja 20 Gost 1707-51, "Turbiiniõli 22" Gost 1707-51.

1. PUMBAD

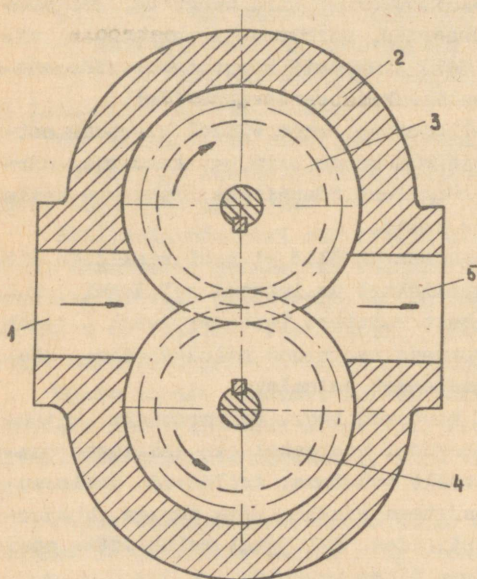
Metallilõikepinkides kasutatavad pumbad jagunevad:

- 1) hammasrataspumbad,
- 2) labapumbad,
- 3) aksiaalkolbpumbad,
- 4) radiaalkolbpumbad.

Hammasratas- ja labapumbad on muutumatu tootlikkusega. Aksiaalkolb- ja radiaalkolbpumbad on aga reguleeritava tootlikkusega.

A. Hammasrataspumbad

Hammasrataspump koosneb kahest hammasrattast 3 ja 4 (joon. 1), mis asuvad korpuses 2. Harilikult on üks hammas-



Joonis 1

ratastest vedav ning teine veetav, kusjuures vedavale hammasrattale antakse pöörlemine elektrimootorilt. Hammasrataste pöörlemisel haaratakse õli ruumist 1 hambavahedest kaasa ning kantakse ruumi 5. Ruumis 5 lähevad hammasrattad hambumisse ning õli surutakse hambavahedest välja ja suunatakse survetorustikku. Ruumis 1 lähevad hammasrataste hambad aga hambumisest väl-

ja ning selle tagajärjel tekib seal väike hõrendus, mis tekitab õli imemise pumpa.

Hammasrattad paigutatakse korpusesse suure tihedusega, et vältida õlikadusid nii õli kandmisel ruumist 1 ruumi 5 kui ka väljasurumisel. Lõtk korpuse ja hammasrataste vahel on piirides 0,07 - 0,12 mm ja lõtk hammasrataste otspindade ja korpuse vahel 0,04 - 0,08 mm.

Hammasrataspumbad valmistatakse madala, kesk- ja kõrgrõhulistena.

Madalarõhulised pumbad annavad rõhku kuni 5 at. Neid kasutatakse tööpinkide õlitus- ja jahutussüsteemides.

Keskrõhu hammasrataspumbad (rõhk kuni 30 at) leiavad kasutamist lihvpinkide hüdroajamites ja kinnitusrakiste puhul.

Kõrgrõhu hammasrataspumbad (rõhk kuni 70 at) pinkide hüdroüsteemides kasutamist ei leia.

Kuna hammasrataspumbad töötavad suurtel pöörete arvudel (1450 P/min), on neid võimalik vahetult ühendada elektrimootoriga.

Hammasrataspumpa iseloomustavatest suurustest on olulisem pumba mahuline kasutegur

$$\eta_m = \frac{Q_{teg}}{Q_{teor}}$$

kus η_m - pumba mahuline kasutegur,

Q_{teg} - tegelik pumba tootlikkus,

Q_{teor} - pumba teoreetiline tootlikkus.

Teoreetiline pumba tootlikkus arvutatakse järgmiselt:

$$Q_{teor} = \frac{\pi D_o (D_e - D_o) b \cdot n}{10^9} \text{ m}^3/\text{min},$$

kus D_o - hammasrataste algringjoone läbimõõt mm-tes,

D_e - hammasrataste peaderingjoone läbimõõt mm-tes,

n - pumba võlli pöörete arv P/min,

b - hammasrataste laius mm-tes.

Tuleb silmas pidada, et temperatuuri tõustes väheneb õli viskoossus, mis toob kaasa võimsuse kao ning õli kadude suurenemise tihendites. Kõik see tingib ka pumba mahulise kasuteguri languse. Praktikas loetakse, et 1° temperatuuri tõustes pumba kasutegur langeb ligikaudu 0,1%.

Pumba poolt antava rõhu suurendamine põhjustab samuti pumba kasuteguri langust, kuna suurenevad kaod tihendites. Näiteks rõhu suurendamisel 20 at võrra temperatuuril 60°C pumba kasutegur langeb 10 - 12%.

Et tagada hammasrataspumpade mõõtmete kompaktsus ning samal ajal ka küllaldane tootlikkus, kasutatakse neis suure mooduliga väikese hammaste arvuga korrigeeritud hammasrattaid. Samal ajal töötavad korrigeeritud hammasrattad hambumises tunduvalt sujuvamalt, väiksema müraga, on eksploatatsioonis pikemaajalisemad võrreldes korrigeerimata hammasratastega. Väheneb ka õli kuumenemine tööprotsessis. Pinkide jahutussüsteemides lelavad kasutamist hammasrattad z - 7 - 10 ja hüdroajamites z - 10 - 20.

Selleks, et tagada pumba normaalne töö, on vajalik saavutada hea hambumine hammasrataste vahel. Hambavahede ainult osaline täitumine õliga kutsub esile müra, õhu sattumise survepoolde, mis omakorda kutsub esile õhu ning õliaurude kokkusurumise, millele kaasneb hüdrauliline löök.

Hammasrataspumba käivitamiseks vajalik võimsus on arvutatav:

$$N = \frac{Q \cdot P}{612} \text{ kw,}$$

kus N - pumba võimsus,

Q - pumbatootlikkus l/min,

p - max.rõhk kg/cm².

Pumpade gabariitide vähendamiseks kasutatakse sisehambumisega hammasrataspumpasid. Võrreldes välishambumisega hammasrataspumpadega on nad aga tunduvalt keerukama ehitusega ja leiavad seetõttu vähe kasutamist.

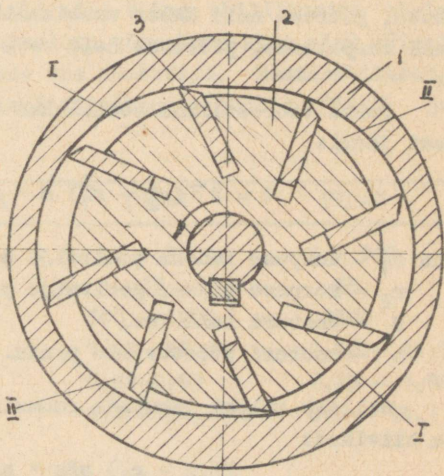
Ühtlasema vooluhulga saavutamiseks kasutatakse kaldhammastega hammasrataspumpi. Momendil Nõukogude Liidus toodeta-

vaist hammasrataspumpadest loetakse paremateks [11-1 tüüpi pumpi, mis on väljatöötatud ЭИИМС-1 poolt ning on ette nähtud kasutamiseks pingiehituses. Mõningad tehnilised andmed nende kohta: tootlikkus 3 - 140 l/min, p.max 32 at, võimsus 0,6 - 12,2 kw, η min 0,68 - 0,92, pöörete arv 400 - 1450 p/min, kaal 3,5 - 21,7 kg.

B. Tiivik- ehk labapumbad

Tiivikpump koosneb korpusest 1 (joon. 2), milles pöörleb rootor 2. Rotorisse on asetatud tiivikud 3. Korpusest on seest ovaalne, millest

tingituna rootori pöörlemisel saavad tiivikud liikuda väljapoole kui rootori ja korpuse vaheline pilu suureneb. Kui aga pilu rootori ja korpuse vahel hakkab vähenema, surutakse tiivikud tagasi oma pesadesse. Sel viisil kord kahe tiiviku vaheline ruum suureneb, kord väheneb. Külgedelt on rootor ja tiivikud, mis on sama laiusega kui rootor, piiratud ketastega.



Joonis 2

Kettad koos korpusega moodustavad töökambri, milles rootor pöörleb. Ketastes on 4 ava - 2 ava õli imemiseks töökambri- sse ja 2 ava õli surumiseks töökambrist süsteemi.

Rootori pöörlemisel surutakse tiivikud tsentrifugaaljõu ja õli surve tõttu vastu korpust ning liiguvad sealjuures pesades radiaalsuunas. Läbides vahemikku I liiguvad tiivikud väljapoole. Sellest tingituna tiivikute vaheline ruum suureneb ning vedelik imetakse tekkinud ruumi. Edasiliikumisel satub sama tiivikupaar vahemikku II, kus korpuse pro-

fiili tõttu tiivikud surutakse tsentri suunas. Tiivikute vaheline ruum väheneb ning seal olev õli surutakse välja. Antud pumba konstruktsiooni korral teostab pump ühe täispöörde jooksul kaks töötükkliit.

Ühtlasema vooluhulga saamiseks tuleb kasutada suurema tiivikpaaride arvuga pumpa. Tavaliselt on tiivikpaaride arv 6. Tiivikute kinnikiilumise vältimiseks asetatakse nad rootori pöörlemise suunas $6 - 14^\circ$ nurga all.

Kui on vaja muuta pumba pöörlemise suunda ja koos sellega õli liikumise suunda, tuleb rootor ja külgekettad välja võtta, pöörata neid ümber vertikaaltelje 180° ja asetada tagasi korpusesse, pöörates neid veel 90° ümber pöörlemistelje.

Pumba teoreetiline tootlikkus arvutatakse järgmise valemi järgi:

$$Q = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) B \cdot n \text{ mm}^3/\text{min},$$

kus r_1 - korpuse lühema pooltelje pikkus mm,

r_2 - korpuse pikema pooltelje pikkus mm,

B - rootori laius mm,

n - rootori pöörete arv p/min.

Sellest tuleks lahutada ruumala, mille võtavad enda alla tiivikud:

$$q_t = \frac{2(r_2 - r_1) s B z \cdot n}{\cos \alpha} \text{ mm}^3/\text{min},$$

kus s - tiiviku paksus mm,

z - tiivikute arv,

α - tiiviku kaldenurk.

Seega kogu tootlikkus

$$Q = \frac{2 B n}{10^6} \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1) s \cdot z}{\cos \alpha} \right] \text{ l/min.}$$

Madalrõhu tiivikpumbad leiavad kasutamist jahutussüsteemide toitjatena. Kesk- ja kõrgrõhu pumbad on levinud puur-, sisetrei- ja freespinkide hüdraulilistes ajamites.

Võrreldes teiste pumpadega on tiivikpumpadel järgmised eelised: konstruktsiooni lihtsus ja odavus, pikaealisus, väikesed gabariidid ja remondi lihtsus.

Kõige paremini töötavad tiivikpumbad õlidel, mille suhteline viskoossus on 2,5 - 4,5⁰E. Suure viskoossusega õli võib põhjustada pumba ebanormaalse töö, kuna tiivikud kleepuvad pesadesse ning tsentrifugaaljõud ei suuda neid enam suruda välisläbimõõdule.

Tihti leiavad kasutamist tiivikpumbad, kus ühele võlli-le on asetatud kaks pumpa. Nad annavad õli kahe iseseisva joana. Neid kasutatakse pingehituses, kusjuures üks pump annab õli pealiikumise ahelale ning teine abiliikumise ahelale. Sealjuures on konstruktsioon väga kompaktne ning võimaldab mõlemat pumpa käivitada ühe mootoriga. Masinaehituses leiavad kasutamist järgmised tiivikpumba tüübid: T12-1 ja T12-2.

Tehnilised tingimused	T12-1	T12-2
Tootlikkus l/min	5 - 200	5 - 100
p max kg/cm ²	65	65
Pöörete arv p/min	500 - 1000	950
Võimsus kw	1,12- 28	1,12 - 12,9
η_m	0,62-0,93	0,75 - 0,92
Kaal kg	9,2 -138,2	8,6 - 18,1

C. Aksiaalkolbpumbad

Aksiaalkolbpump koosneb järgmistest põhilistest elementidest: korpusesse 1 (joon. 3) on töödeldud silindrid, millesse on paigutatud kolvid 2. Kolvid on šarniirselt ühendatud kolvivarte 3 abil kettaga 4, mille telg on teatud nurga all korpuse teljega. Vedeliku jaotamiseks pumbas on kasutusel jaotusketas 5.

Tööprotsessis antakse nii korpusele 1 kui ka kaldkettale 4 sünkroonne pöörlemine. Sealjuures ketta asend ruumis ei muutu. Tingituna korpuse ja ketta pöörlemisest ning ketta telje kaldest korpuse telje suhtes saavad kolvid 2 silindri-

tes edasi-tagasi liikumise. Jaotusketas 5 jääb aga korpuse suhtes paigale ning kahe poolkaarekujulise soone (joon. 4) kaudu toimub õli imemine silindrisse või väljasurumine silindrist. Nimelt satub silindri põhjas olev ava 6 (joon. 3) esimese poolpöörde jooksul kohakuti soonega, mis on ühendatud õlipaagiga ja kolvi liikumisel vasakule imetakse õli silindrisse. Teise poolpöörde jooksul satub ava 6 kohakuti teise soonega, mis on ühendatud survesüsteemiga ja kolvi liikumisel paremale surutakse õli pumbast välja.

Pumba tootlikkus on arvutatav järgmise valemiga:

$$Q = 10^{-9} \frac{\pi d^2}{4} \cdot r \operatorname{tg} \beta^2 \cdot z \cdot n \text{ m}^3/\text{min},$$

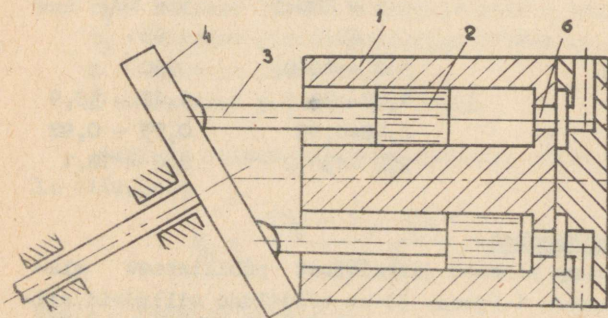
kus d - kolvi diameeter mm-tes,

r - kolvide ringi raadius mm-tes,

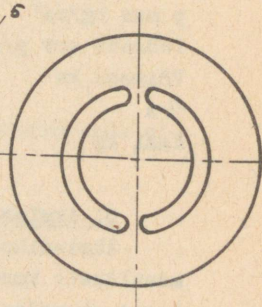
β - nurk kaldketta telje ja korpuse telje vahel,

z - kolvide arv,

n - pumba pöörete arv p/min.



Joonis 3



Joonis 4

Pumba tootlikkust on võimalik muuta kas pöörete arvu või nurga β muutmisega. Viimasel juhul suureneb või väheneb kolvi käik, mis tingib vastavalt sisseimetava õli koguse suurenemise või vähenemise.

Kaldenurk β on tavaliselt $36 - 40^\circ$ ning vooluhulga reguleerimine toimub pöörete arvu muutmise teel.

Aksiaalkolbpumbad on tänapäeval leidnud tööstuses laia kasutamist tänu kompaktsusele ja küllalt suurele tootlikkusele. Andes pumba rõhu all vedelikku, võime panna ta tööle hüdro mootorina, saades völlil pöörleva liikumise.

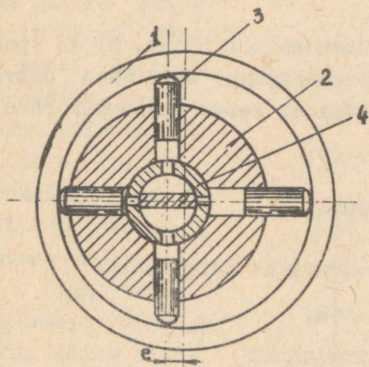
Nöukogude Liidus leiavad masinaehituses kasutamist viis pumbatüüpi MГ 151 - MГ 155 järgmiste tehniliste näitajatega: tootlikkus $8 - 140 \text{ cm}^3/\text{pöördele}$, pöörete arv $13 - 2400 \text{ p/min}$, $\eta_m 0,95 - 0,98$, kaal $4,5 - 40 \text{ kg}$, rõhk 50 kg/cm^2 . Vajalik moment völlil $0,6 - 10 \text{ kGm}$.

D. Radiaalkolbpumbad

Radiaalkolbpumbad valmistatakse reguleeritavatena. Neid kasutatakse põhiliselt presside ja kammlöikepinkide peajamites ning frees-, trei- ja puurpinkide ettenihkeajamites.

Põhimötteliselt koosneb radiaalkolbpump korpusest 1 (joon. 5), millesse on ekstsentriliselt asetatud rootor 2. Rotori sisse töödeldud silindritesse on paigutatud kolvid 3. Rotor koos kolbidega toetub liikumatule teljele 4, mis on seest õõnes ning töötab jagajana.

Rootori pöörlemisel liiguvad vastu korpust toetuvad kolvid silindrites tsentrist välja või tagasi. Kolbide välisläbimöodule toimub liikumine tsentrifugaaljõu ning öli surve toimel. Nimelt radiaalkolbpumbad toidetakse teise, madalrõhu pumba poolt. Samal ajal, kui kolvid liiguvad väljapool, täitub silinder nende taga öliga. Öli juhitakse kolvi taha läbi telje-jagaja. Teljes olev öõnsus on jagatud kaheks



Joonis 5

pooleks. Üks pool on ühendatud toitepumbaga ja selle kaudu läheb õli silindrisse. Teine pool on aga ühendatud surve-
torustikuga, mille kaudu surutakse õli pumbast välja. Ühe
rootori pöörde jooksul teeb kolb ühe kakrökkäigu. Kolvi
käigu suurus oleneb ekstsentrilisusest. Ekstsentrilisust
muutes võib muuta pumba tootlikkust.

Kolbide arv pumbas on 5 - 126, kusjuures nad võivad
asetseada 1 - 4 reas.

Pumba tootlikkus on arvutatav valemiga:

$$Q = \frac{\pi d^2 e z n}{2 \cdot 10^9} \text{ m}^3/\text{min},$$

kus d - kolvi diameeter mm-tes,

e - ekstsentrilisus mm-tes,

z - kolbide arv,

n - pöörete arv p/min.

Sõltuvalt tüübist kõigub pumpade tootlikkus 0,2-600 l/min
Arendatav rõhk 75 - 300 at. Võimsus 30 kw.

E. Pumpade lülitamine süsteemi

Juhul kui süsteemis töötab korraga rohkem kui 1 pump,
võib nad lülitada kas paralleelselt või järjestikku. Järjes-
tikulist lülitamist kasutatakse töökäigul, paralleelset lü-
litamist kiiretel paigutustel.

Pumpade järjestikulisel ühendamisel (joon. 6) on pump
1 madalrõhupump, pump 2 aga kõrgrõhupump. Neid seob omava-
hel torustik 4. Sellisel lülitamisel saame süsteemis rõhu:

$$P_2 = P_1 + \Delta P,$$

kus P_1 - pumba 1 poolt antav rõhk,

ΔP - rõhu tõus pumbas 2.

Saadav vooluhulk on aga arvutatav järgmiselt:

$$Q_2 = Q_1 - \Delta Q,$$

kus Q_1 - pumba 1 poolt antav vooluhulk,

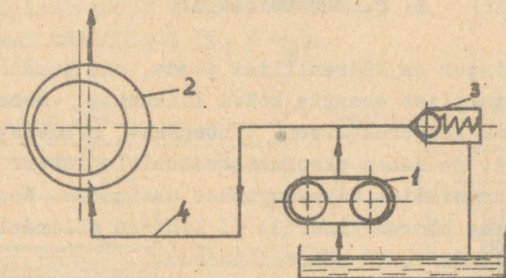
ΔQ - mahulised kaod pumbas 2.

Nagu näha, järjestikuline ühendamine suurendab rõhku, kuid vooluhulk väheneb. Samal ajal võib aga pump 2 olla lihtsama ehitusega, kuna puudub vajadus imemise järele. Süsteemi kasutegur:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2,$$

kus η_1 - pumba 1 kasutegur,

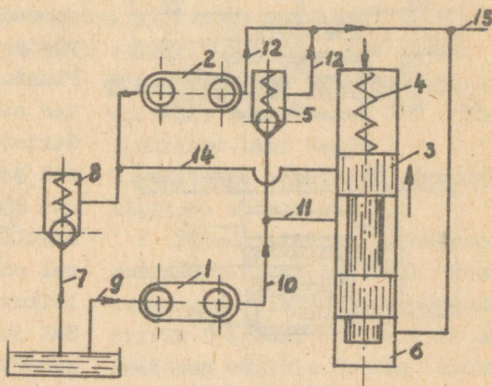
η_2 - pumba 2 kasutegur.



Joonis 6

Pumpade paralleelsel ühendamisel (joon. 7) saadakse kogu vooluhulk pumpade 1 ja 2 vooluhulkade liitmisel, kusjuures mõlema pumba poolt antav rõhk on sama. Selline töörežiim valitakse kiirete paigutuste puhul. Töökäigul pump 1 lülitub välja automaatselt.

Olgu rõhk süsteemis p_o ja p_v rõhk, mille tekitab vedru 4 kambri 6. Kui $p_v > p_o$, siis pumbad 1 ja 2 töötavad paralleelselt.



Joonis 7

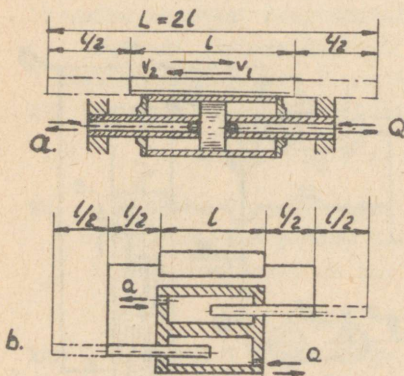
selt. Pump 1 annab õli järgmist teed mööda: toru 9 - pump 1 - toru 10 - klapp 5 - toru 12 ning pump 2 järgmist teed mööda: toru 7 - klapp 8 - pump 2 - toru 12. Toru 12 on aga ühendatud süsteemi viiva toruga 13. Kui $p_v < p_o$ (näiteks töökäigu ajal), siis klapp 3 liigub rõhu p_o mõjul üles ning pump 1 ühendatakse läbi toru 10 - toru 11 - toru 14 pumbaga 2 järjestikku. Klapid 5 ja 8 sulguvad samal ajal rõhu p_o mõjul.

2. HÜDROSILINDRID

Hüdrocilinder on hüdrauliline seade, mis muudab liikuva vedeliku hüdraulilise energia kolvi liikumise mehaaniliseks energiaks. Tänu konstruktsiooni lihtsusele, headele tihendamisvõimalustele ja heale eksploatatsioonikindlusele on nad leidnud laia kasutamist mitmesugustes masinates. Konstruktsioonilt jagatakse hüdrocilindrid: 1) lihtsad cilindrid, 2) diferentsiaalsilindrid, 3) pöördsilindrid.

Lihtsad cilindrid (joon 8) võivad olla a) kolviga (joon. 8a), b) plunžeriga (joon. 8b).

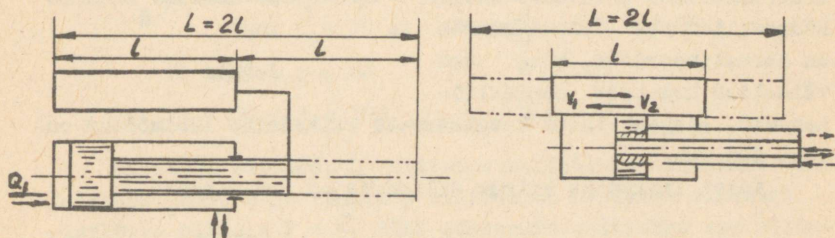
Lihtsate cilindrite puhul on nii töökäigu kui ka tagasikäigu kiirused võrdsed $v_1 = v_2$. Kolviga lihtsilindrid omavad kolvi, millel on kaks võrdse läbimõõduga kolvivart. Plunžeriga cilindrid koosnevad cilindrist ja kahest plunžerist (joon. 8b). Kolvivarred ja plunžerid võivad olla nii monoliitsed kui ka õõnsad. Monoliitsete kolvivarte korral on nad ühendatud seadme liikuvate osadega (joon. 8b). Sel juhul nõuab seade pikkusgabriiti $L = 3l$. Kui kasutada õõnsaid kolvivarsi või



Joonis 8

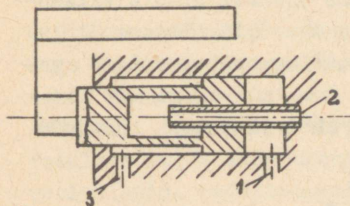
plunžereid, siis kinnitatakse nad seadme liikumatute osadega ning pikusgabariit sel juhul $L = 2l$. Nagu näha, on viimane kinnitusmoodus eriti otstarbekas seadmete puhul, mille pikusmõõdud on piiratud.

Diferentsiaalsilindris on liikuv kolvil ainult üks kolvivars (joon. 9). Kolvivars võib olla kinnitatud kas seadme liikuvate (joon. 9a) või ka liikumatute osade külge (joon. 9b). Vaatamata sellele jääb gabariidiks $L = 2l$ (vt. joon. 9 a,b). Diferentsiaalsilindri peamiseks erinevuseks võrreldes lihtsa silindriga on see, et töökaigul on liikumiskiirus väiksem kui tühikäigul ($v_1 \neq v_2$).



Joonis 9

Mitu liikumiskiirust annavad ühe ja sama vooluhulga puhul nn. summeerivad silindrid (joon. 10). Kui anda vedelikku läbi ava 2, liigub kolb suurima kiirusega vasakule. Läbi ava 1 vedelikku andes liigub kolb vasakule väiksema kiirusega.



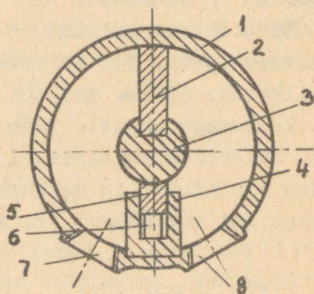
Joonis 10

Kõige väiksema liikumiskiiruse vasakule saame andes õli silindrisse läbi avade 1 ja 2. Tagasikäigu saamiseks tuleb lülitada töösse ava 3.

Pöördsilindrid koosnevad korpusest 1, milles saab teatava nurga ulatuses pöörduda tiivik 2 (joon. 11). Tiivik on asetatud võllile 3, mis annab liikumise edasi kas mingi sead-

me nihutamiseks või rakise kinnitamiseks. Suurim pöördenurk $\alpha \approx 300^\circ$. Pöördenurka reguleeritakse toe 4 abil. Et isoleerida ühte silindri poolt teisest, on toes 4 asuvasse baasi asetatud liist 5, mis surutakse vastu võlli vedru 6 abil. Oli juh-
timiseks silindrisse ja sealt välja on avad 7 ja 8.

Hüdrosilindrite korpuse materjal valitakse sõltuvalt tööühusest ning seina paksus kontrollitakse arvutuste teel. Hüdrosilindrite siseläbimõõt on normaliseeritud, kuna see võimaldab kasutada normaaltihendeid. Pingiehituses kasutatavate silindrite läbimõõdud on 45 - 500 mm.



Joonis 11

Kolvi liikumise kiirus silindris on arvatav:

$$v = \frac{10^3 Q - \sigma \cdot p_t}{100 F_t} \quad \text{m/min,}$$

kus Q - pumba tootlikkus l/min,

σ - vedeliku kadude tegur silindri tihendites $\frac{\text{cm}^2/\text{min}}{\text{kg}/\text{cm}^2}$,

p_t - vedeliku rõhk silindri tööpooles kg/cm^2 ,

F_t - kolvi pindala tööpooles cm^2 .

Vedeliku kaod silindris võetakse arvesse ainult väikes-
tel kiirustel. Arvutustes võib võtta $\sigma = 0,15$. Teades kolvi
nõutavat kiirust ning silindri läbimõõtu, saab arvutada ve-
jaliku vooluhulga.

Kõik jõudude arvutused viiakse läbi lähtudes jõudude
tasakaalu võrrandist kolvile:

$$p_t F_t = P_k + p_v F_v + S,$$

kus p_t - töö rõhk silindris,

F_t - kolvi pindala tööpooles,

P_k - kasulik koormus,

p_v - vasturõhk,

F_v - kolvi pindala väljuvas pooles,

S - hõrdejõud silindri ja kolvi ning kolvivarre vahel.

Vasturõhk on vajalik kolvi stabiilseks liikumiseks, et vältida järsku rõhulangu kraani avamisel. Harilikult vasturõhk võetakse piirides 5 - 15 kg/cm².

Hõrdejõud sõltuvad tihendite tüübist ning sageli praktilistes arvutustes jäetakse võrrandist välja. Lähtudes antud võrrandist võib osa liikmeid ette andes määrata ühe või teise suuruse.

Kolvivarre läbimõõt on samuti normaliseeritud ning läbimõõdu valikult lähtutakse õli rõhust:

$$\text{rõhul } p \leq 15 \text{ at siis } \frac{d}{D} = 0,3 - 0,35$$

$$15 < p \leq 50 \quad \frac{d}{D} = 0,5$$

$$50 < p \leq 100 \quad \frac{d}{D} = 0,7$$

Silindri läbimõõt D valitakse harilikult olenevalt vajalikest jõust P ja rõhust p silindris. Leitakse silindri ristlõike pindala $F = \frac{P}{p}$. Rõhk süsteemis valitakse aga sõltuvalt vajalikest jõust. Näiteks jõu P = 1 - 2 tonni puhul võetakse $p \leq 16$ at, aga P = 5 - 10 tonni $p \leq 100$ at. Samuti tuleb arvesse võtta konstruktsiooni tingimusi, mis tihti määravad silindri läbimõõdu ja koos sellega ka rõhu süsteemis.

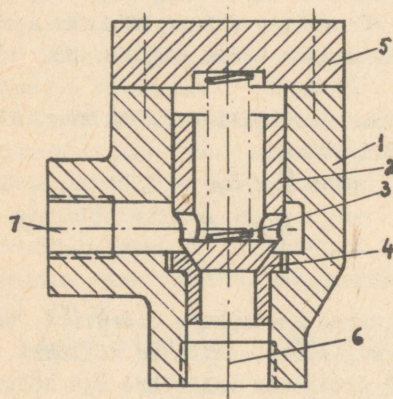
3. HÜDROSÜSTEEMIDE APARATUUR

Hüdro süsteemi kaitsmiseks ülekoormuste eest, vedeliku õige voolusuuna tagamiseks, kindla rõhu saamiseks ja hoidmiseks, üksikutes süsteemi osades rõhu alandamiseks, samuti tööttsükli õige järjekorra tagamiseks kasutatakse hüdro süsteemides terve rida klappe. Nad jagatakse: kaitseklapid, ülevooluklapid, reduktsiooniklapid ja vastuklapid.

1. Vastuklapp on ette nähtud õli voolu tagamiseks ainult ühes suunas. See on vajalik juhtudel, kui pump katkestab mingil põhjusel õli andmise või puruneb toru. Vastuklapp ei la-

se rõhul langeda, kuna õli ei saa voolata tagasi läbi klapi väiksema rõhu suunas. Lülitatakse vastuklapid süsteemi järjestikku pumbaga ning nad peavad omama võimalikult väikest takistust.

Vaatleme klapi Γ51 lihtsustatud konstruktsiooni ning töötamise põhimõtet.



Joonis 12

mingil põhjusel langeb, siis vedru 3 surub luku avasse ning sulgeb pilu, millega on takistatud õli tagasivool avast 7.

Peale koonilise avaga klappide leiavad kasutamist ka kuuliga sulguvad avad, kuid esimesi loetakse tööprotsessis paremateks nende stabiilsema töö poolest.

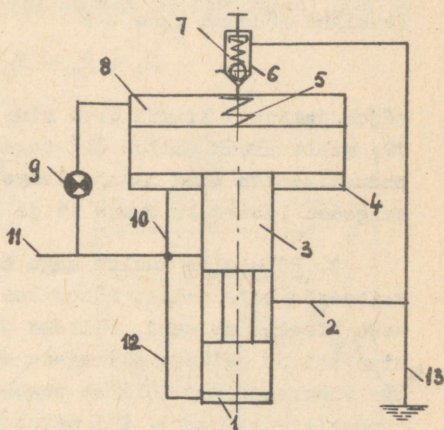
2. Kaitseklapid on süsteemis ette nähtud selleks, et kaitsta süsteemi ajuti tekkiva ülerõhu eest, samuti liigse vedeliku koguse läbilaskmiseks ning nimetatakse viimasel juhul ülevoolu klapiks. Kui klapp töötab kaitseklapina, siis lülitub ta töösse harva ning talle esitatakse kõrgendatud nõuded hermeetilisuse suhtes. Ülevoolu klappid on tavaliselt pidevalt töös ning hermeetilisuse nõuded neile on tunduvalt väiksemad. Hüdrostsüsteemides kasutatud klappid on väga erineva konstruktsiooniga. Pingiehituses leiab kasutamist 2

Klapikorpuses 1 (joon.

12) asub lukk 2. Lukk toetub oma koonilise otsaga vastu sadulat 4. Selleks, et suruda lukku võimalikult tihedalt vastu sadulat, on vedru 3, mille teine ots toetub kaanele 5. Tööprotsessis tuleb õli klappi läbi ava 6. Õli rõhu mõjul surutakse vedru 3 kokku ning tõstetakse lukk üles. Minnes läbi sadula 4 ning luku 2 vahele tekkinud pilu satub õli avasse 7 ning sealt edasi süsteemi. Kui nüüd rõhk avas 6

klapi põhitüüpi - siibrikujulise jagajaga klapid (tüüp I54) ning seenekujulise jagajaga klapid (tüüp I52).

Vaatleme seenekujulise jagajaga varustatud klapi I52 skeemi ja töötamise põhimõtet. Õli tuleb klappi läbi kanalite 11 ja 12 (joon. 13) ning satub ruumi 1, samal ajal läbi väga väikese diameetriga ava 9 ning kanali 10 satub ruumidesse 8 ja 4. Kaitseklapp on reguleeritud kindlale rõhule kuulklapis 6 asuva vedru 7 abil. Seni, kui rõhk süsteemis on nii madal, et ta ei suuda avada kuulklappi, on kaitseklapp suletud, s.o. seni, kui $P_o \leq P_{v7}$, kus P_o on õli rõhujõud kuulklapile ning P_{v7} on vedru 7 jõud. Vaatleme jagaja tasakaalutingimust:



Joonis 13

$$P_8 + P_{v5} + G = P_1 + P_4 \pm S,$$

kus P_8 - rõhujõud ruumis 8 jagajale,

P_{v5} - vedru 5 jõud,

G - jagaja kaal,

P_1 - õli rõhujõud ruumis 1 jagajale,

P_4 - õli rõhujõud ruumis 4 jagajale,

S - hõõrdejõud.

Võrrandi lähemal vaatlemisel näeme, et $P_8 = P_1 + P_4$.

Kuna vastavad jagaja pinnad on võrdsed, siis järelikult

$$P_{v5} = \pm S - G,$$

millest tuleneb, et vedru 5 peab tasakaalustama jagaja kaalu ning hõõrdejõu erinevuse. Kui aga $P_o > P_{v7}$, siis kuulklapp 6

avaneb ning õli tungib ruumist 8 läbi kuulklapi 6 torusse 13, kust voolab tagasi paaki. Tänu kuulklapi avanemisele ning väikese läbimõõduga avale 9, mis ei lase õlil süsteemist kiiresti juurde voolata, tekib ruumis 8 rõhulangus. Jagaja tasakaalu tingimus saab rikutud ning

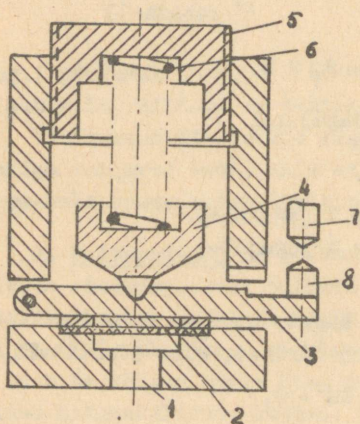
$$P_1 + P_4 > P_8.$$

Tekkinud jõudude vahe ΔP

$$P_1 + P_4 - P_8 = \Delta P$$

mõjul jagaja 3 liigub üles ning ühendab omavahel avad 11 ja 12, mille kaudu toimub õli tagasivool paaki. Rõhk süsteemis normaliseerub ning jagaja langeb oma esialgsesse asendisse, sulgedes läbivoolu avade 11 ja 2 vahel.

3. Rõhurelee kuulub nagu kaitseklappki hüdro süsteemi kaitse seadmete hulka. Rõhureleed kasutatakse süsteemi kaitseks ülerõhkude eest, näiteks juhul, kui süsteemi töö juhtimine toimub jäikade piirajate abil. Sel juhul õli rõhu tõustes rõhurelee kas lülitab pumba välja või lülitab ümber drosseli või kraani. Õli satub releesse läbi ava 1 (joon.14).



Kui õli surve membraanile 2 ületab vedru 6 poolt avaldatava surve, siis membraan paindub ning tõstab üles seibi 4 ning kangi 3. Kangi otsa kinnitatud otsik 8 surub lüliti nupule 7 ning teostab seega lülituse. Vedru 6 survet on võimalik reguleerida kruvi 5 pööramisega ning koos sellega muuta õli rõhku, millele reageerib relee.

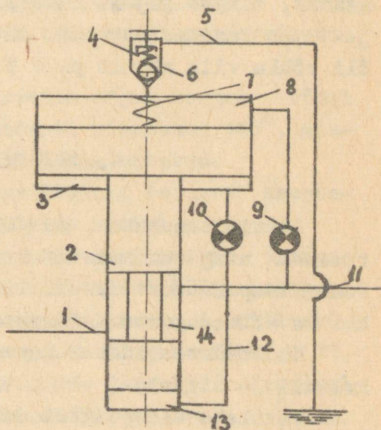
Joonis 14

4. Reduktsioonklappe kasutatakse sellisel juhul, kui on vaja alandada pumba poolt antavat rõhku, näiteks mingisuguse abiliikumise saamiseks. Selleks lülitatakse reduktsioonklapp paralleelselt kõrgrõhu ahelaga ning ta hoiab selles harus ettenähtud madala rõhu. Reduktsioonklapiga lülitatakse järjestikku mingi hüdrauliline takistus, näiteks drossel. Vaatleme reduktsioonklapi I62 skeemi ja töötamise põhimõtet.

Nõutav rõhk p_2 (joon.15) reguleeritakse kuulklapi vedru 4 abil. Kõrgel rõhul p_1 olev õli antakse avasse 1 ning minnes läbi ruumi 14 õli rõhk langeb rõhuni p_2 . Avast 11 läheb õli rõhul p_2 süsteemi ning samaaegselt läbi kanali 12 satub ruumi 13. Õli läheb ka läbi väikese läbimõõduga avade 9 ja 10 ruumidesse 3 ja 8. Seni kui kuulklapp 6 on vedru 4 jõul suletud, on rõhk jõudude mõju jagajale tasakaalustatud. Rõhu p_2 suurenedes suureneb jõud P_o , mis püüab kuulklappi avada. Tekib moment, kus $P_o > P_v_4$, siinjuures P_v_4 on vedru 4 jõud.

Klapi avanedes hakkab õli voolama ruumist 8 läbi kuulklapi ning kanali 5 tagasi paaki. Samaaegselt hakkab õli voolama ruumist 13, kus on kõrgem rõhk, ruumi 8, milles rõhk langeb kuulklapi avanedes. Väikese läbimõõduga ava 9 takistab vedeliku voolu ruumist 13 ruumi 8, sellest tingituna jääb rõhk ruumis 13 ja ruumis 3 suuremaks kui ruumis 8. Jõudude tasakaal jagajale 2 rikutakse ning jagaja liigub üles ning sulgeb ava 1. Õli juurdevool klappi katkestatakse. Klapi tasakaalu võrrand:

$$P_8 + G + P_v_7 = P_{13} + P_3 \pm S$$



Joonis 15

$$P_8 = P_{13} + P_3,$$

- kus P_8 - rõhujõud jagajale ruumis 8,
 G - jagaja kaal,
 P_{v7} - vedru 7 jõud,
 P_{13} - õli rõhujõud jagajale ruumis 13,
 P_3 - õli rõhujõud jagajale ruumis 3,
 S - hõõrdejõud.

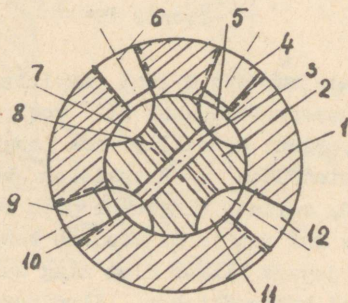
Kui nüüd rõhk madalrõhu pooles langeb pärast ava 1 sulgemist, liigub jagaja uuesti alla, kuna rõhud ruumides 8, 3 ja 13 on tasakaalustunud. Antud redaktsioonklapp võimaldab õli rõhku viia rõhult $p_1 = 5 - 64$ at rõhuni $p_2 = 2 - 50$ at.

4. JUHTIMISAPARATUUR

Juhtimisaparatuur on ette nähtud õlivoolude ümberlülitamiseks ning suunamiseks vastavalt seadme tööprogrammile. Juhtimisaparatuuri ümberlülitamine võib toimuda nii käsitsi kui ka mitmesuguste automaatsete signaalide järgi.

Hüdroüsteemides leiavad kasutamist mitmesugust tüüpi kraanid ja siibrid.

Vaatleme kahepositsioonilise kraani I71-2 töötamise põhimõtet. Joonisel 16 on toodud kraani ristlõige. Kraani



Joonis 16

korpusesse 1 on paigutatud tihedalt südamik 2, mille asendit korpuses saab muuta, pöörates käsitsi vastavast hoovast (ei ole joonisel näidatud). Hoova asendit on võimalik fikseerida.

Õli tuleb kraani läbi ava 6. Avad 4 ja 12 on ühendatud silindri vastavate pooltega. Läbi ava 9 toimub õli tagasivool paa-

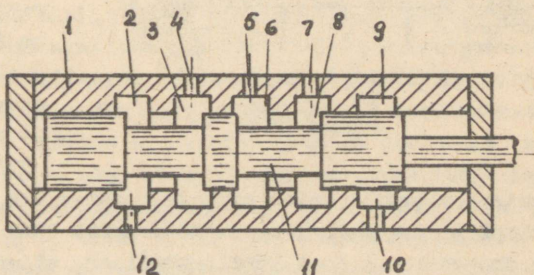
ki. Antud südamikü asendi puhul õli, tulles kraani läbi ava 6, satub ruumi 7, kust läbi korgis oleva ava 8 satub ruumi 11 ning sealt ava 12 kaudu silindri esimesse poole. Samal ajal hakkab kolb silindris sinna tunginud õli mõjul suruma silindri teises pooles olevat õli välja. See satub läbi ava 4 ruumi 5, kust voolab paaki korki läbiva ava 3, ruumi 10 ning ava 9 kaudu.

Selleks, et anda kolvile liikumine vastassuunas, s.o. suunata õli silindri teise poole, tuleb kraani südamikku pöörata 45° , nii et avad 6 ja 4 ühendatakse ruumi 7 abil. Samal ajal ühendatakse ava 12 avaga 9 ruumi 5, ava 3 ning ruumi 10 kaudu, millist teed mööda toimub õli väljavool silindri esimesest poolest.

Sellise konstruktsiooniga kraanis mõjub kergel rõhul olev õli kahes ruumis, mis on omavahel nihutatud 180° , mistõttu õlisurvejõud südamikule on tasakaalustatud.

Kirjeldatud konstruktsiooniga kraanid leiavad kasutamist suhteliselt väikeste vooluhulkade korral.

Suurte vooluhulkade puhul leiavad kasutamist jaotussiidrid. Vaatleme jaotussiidri põhimõttelist töötamisskeemi (joon. 17). Põhilisteks elementideks on korpus 1, millesse on töödeldud kanalite süsteem. Korpuses liigub siiber 11, mille ülesandeks on teostada õlivoolude jagamist. Joonisel kujutatud siibri asendis tuleb õli siibrisse ava 5 kaudu.



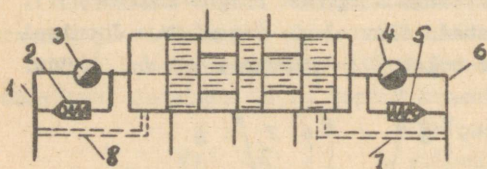
Joonis 17

Sattudes ruumi 6 ja 8 läheb õli läbi ava silindri paremasse poole. Samal ajal pääseb õli silindri vasakust poolest läbi ava 4 ja ruumide 3 ning 2 avasse 12, mis on ühendatud

äravoolukanaliga. Liigutades siibrit paremale nii, et avad 12 ja 10 jäävad suletuks, saame olukorra, kus õli tungib nii silindri paremasse kui ka vasakusse poolde. Kuna aga õli äravoolu paaki ei toimu, siis kolb jääb seisma. Tekib nn. "stopp" seis, mille puhul tööorgan seisab. Edasisel siibri nihutamisel paremale ühendatakse omavahel avad 5 ja 4 ruumide 6 ja 3 kaudu, kusjuures ava 12 jääb suletuks. See-
ga hakkab pump andma õli silindri vasakusse poolde. Üheaegselt ühendatakse omavahel avad 7 ja 10 ruumide 8 ja 9 kaudu. Kuna ava 10 on ühendatud äravooluga, pääseb õli silindri paremast poolest välja ning võimaldab kolvil liikuda paremale.

Jaotussiiprite juhtimine võib toimuda mehaaniliselt, käepideme või nukkide abil; hüdrauliliselt, vedeliku rõhu abil; elektromagnetite abil, mis nihutavad siibrit.

Vaatleme hüdrauliliselt juhitava siibri töötamise skeemi (joon. 18). Õli tuleb siibri otsmistesse ruumidesse läbi kanalite 1 ja 6 ning surub siibrit kord paremale kord vasakule. Selleks, et reguleerida siibri liikumise kiirust vasakule või paremale, on rakendatud kaks drosselit 3 ja 4.



Joonis 18

Siibri lülitamisel paremale tuleb õli siibri taha läbi vastuklapi 2, kuna õli, mis on siibri paremas otsas, surutakse sealt välja läbi drosseli 4.

Lülitamisel vasakule tuleb siibrit nihutav õli sisse läbi vastuklapi 5 ning lahkub vasakust ruumist läbi drosseli 3. Muutes drosselite 3 ja 4 läbilaskevõimet, võime muuta siibri liikumise kiirust ümberlülitamisel, s.o. muuta aega, mis kulub tööorgani liikumissuuna muutmiseks, muuta dünaamili-
si koormusi, mis tekivad liikumissuuna muutmisel. Kasutatakse selliseid hüdrauliliselt lülitatavaid siibreid, mil-

ledel siibri liikumise kiirus on lülituse algul suur, kuid siis, kui toimub õlivoolu ümberlülitamine, toimub siibri liikumine aeglaselt, millega hoitakse kokku aega ümberlülitamisele. Selline ümberlülitamise käik tagatakse kanalite 7 ja 8 abil. Nimelt ümberlülitamise algul läheb õli siibrist välja läbi kanali 7 või 8, kusjuures drossel jääb kõrvale. Käigu lõpul aga ava sulgub ning õli läheb välja drosseli kaudu. Ülalkirjeldatud siiber on kahepositsiooniline, s.o. omab ainult liikumised "edasi" ja "tagasi", kuna keskasend nn. "stopp" puudub. Juhul kui soovime saada keskasendi, paigutatakse siibri otstesse vedrud, mis hoiavad siibri "stopp" asendis, samal ajal mõlemad siibri otstes olevad ruumid on ühendatud paagiga.

Õli siibri lülitamiseks tuleb kas üldisest hüdro süsteemist või kasutatakse selleks eraldi pumpa.

Laija leviku osaliseks on saanud siibrid ümberlülitivate elektromagnetitega. Kolme positsioonilise elektriliselt ümberlülitatava siibri (näiteks Γ73-1) puhul hoitakse jagaja keskasendis vedrude abil. Liikumised "edasi" ja "tagasi" saadakse aga vastavate elektromagnetite sisselülitamisega. Elektromagneti lülitamisel toimub selle südamikuga liikumine ning selle liikumise arvel toimub ka siibri lülitamine.

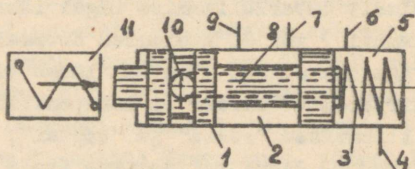
Elektriliselt lülitatavad siibrid on väga mugavad kasutada automaatse lülitamisega süsteemides. Lülitamiskäsklused võib anda elektrilisel teel teekonnalülitite abil. Kahjuks põhjustavad elektromagnetite küllalt suured kabariidid kogu aparatuuri mõõtmete suurenemist. Kabariitide liigse suurenemise vältimiseks kasutatakse suurte vooluhulkade puhul (kui siibri mõõdud suurenevad ning ka vastavalt magneti jõud peab suurenema) siibreid hüdraulilise juhtimisega ja abisiibriga, mille juhtimine toimub elektromagnetiga Γ73-4.

Abisiibrid on ette nähtud töötamiseks juhtimisahelates ning on arvutatud väikestele vooluhulkadele. Kodumaine tööstus toodab kahte tüüpi abisiibreid: Γ74-2 - mehaanilise juhtimisega ja Γ73-2 - elektromagneti poolt juhitud.

Vaatleme viimast abisiibri tüüpi (joon. 19).

Jagaja 1 võtab vedru 3 toimel äärmise vasakpoolse asendi. Õli tuleb siibrisse läbi ava 7 ning sattunud ruumi 2, lä-

heb läbi ava 9 süsteemi. Samal ajal tuleb süsteemi teisest poolest väljasurutav õli läbi ava 6 ning satub ruumi 5, kust ava 4 kaudu voolab tagasi paaki.

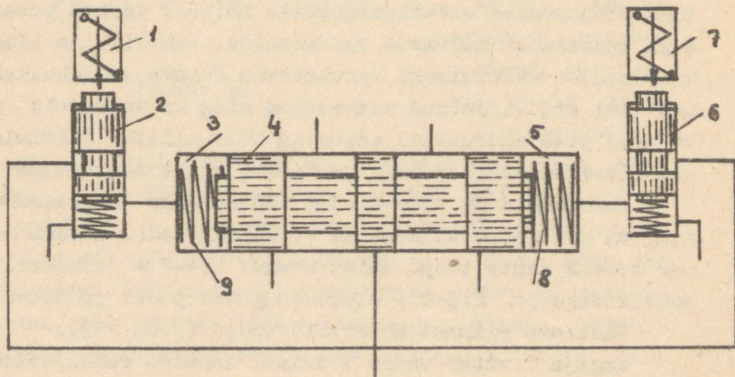


Joonis 19

Et teostada abisiibri ümberlüümist, ühendatakse elektromagnet 11 võrku. Elektromagneti ankur lükkab jagaja 1 paremale, ühendades avad 7 ja 6 ruumi 2 kaudu. Tähendab haka-takse andma õli süsteemi teise poole. Et tagada õli äravool süsteemi esimesest poolest, satub ava 9 kohakuti avaga 10, kust õli satub jagajat läbivasse kanalisse 8 ja sealt ruumi 5 ja kanali 4 kaudu paaki.

Abisiibrid võivad olla kasutusel ka peasisüsteemides kui nende tehniline karakteristik vastab nõuetele, mida esitatakse süsteemile.

Lõpuks vaatleksime ühe abisiibritega juhitava jaotussiiibri tööd (joon. 20).



Joonis 20

Vedeliku vooluhulki, mis tulevad peasiibri 4 otstesse 3 ja 5, juhivad abisiibrid 2 ning 6. Need vooluhulgad on vajalikud peasiibri ümberlülitamiseks. Kui mõlemad elektromagnetid 1 ja 7 on välja lülitatud, siis asuvad mõlemad abisiibrid joonisel 20 näidatud asendis ja peasiiber võtab vedrude 8 ning 9 mõjul keskasendi. Lülitades sisse elektromagneti 1 surutakse abisiiber 2 tema järel alla ning õli pääseb ruumi 3, mille tõttu peasiiber surutakse paremale. Samaaegselt surutakse õli ruumist 5 välja läbi abisiibri 6 tagasi paaki. Lülitades sisse elektromagneti 7 annab õli ruumi 5 ja teostame nihutuse vasakule.

5. HÜDROSÜSTEEMIDE ARMATUUR JA ABIAPARATUUR

Õlipaagid

Õlipaagi ülesandeks on hoida ning koguda hüdro süsteemis töötavat õli. Õlipaagist imetakse pumba poolt kokkusurutavat õli ning sinna tuleb peale töötsükli möödumist õli uuesti tagasi. Paagil peab olema küllaldane maht. Ligikaudselt võetakse õlipaagi mahuks pumba poolt antava õli kogus 1,5–2 min jooksul.

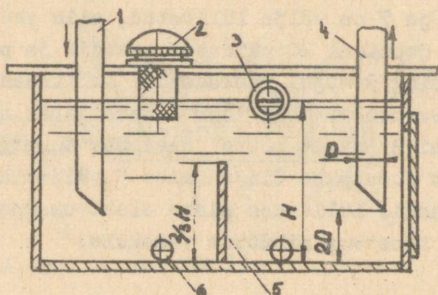
Õlipaak peab tagama õli puhtuse paagis oleku ajal, samuti peab olema välditud igasuguste lisandite sattumine paaki väljastpoolt.

Kõigi sisenevate ja väljuvate torude avanemine peab olema vähemalt 3 toru läbimõõtu allpool minimaalset õli niivõrd paagis. Kaugus imeva toru 4 otsast paagi põhjani ei tohi ületada kahte toru läbimõõtu (joon. 21).

Kaugus imevatoru 4 ja siseneva toru 1 vahel peab olema võimalikult suur. Õli otsese tsirkuleerimise vähendamiseks asetatakse imeva ja siseneva toru vahele tõke 5, mis muudab järsult õli liikumise suunda ning kogub õlisse kogunenud prahti. Tõkke kõrgus on kuni 2/3 minimaalsest õliniivost.

Siseneva toru ots lõigatakse 45° nurga all, et suunata õli vastu paagi seina.

Õlipaake tuleb puhastada iga 3-6 kuu järel. Seest värvitakse õlipaagid õlikindla värviga, soovitatav heledatooniliselega.



Joonis 21

Õli väljalaskmiseks paagist kasutatakse vastavaid avasid 6, mis on võimalikult põhja lähedal.

Õli juurdelisamiseks on vastav filtriga varustatud ava 2. Õli taset paagist kontrollitakse vastava õlitaseme näitaja 3 abil.

Kuna tööprotsessis õli tihti kuumeneb, siis kasutatakse mõningate õlipaagi konstruktsioonide puhul jahutustorustikke, milles voolab jahutusvesi õli temperatuuri ettenähtud piirides hoidmiseks.

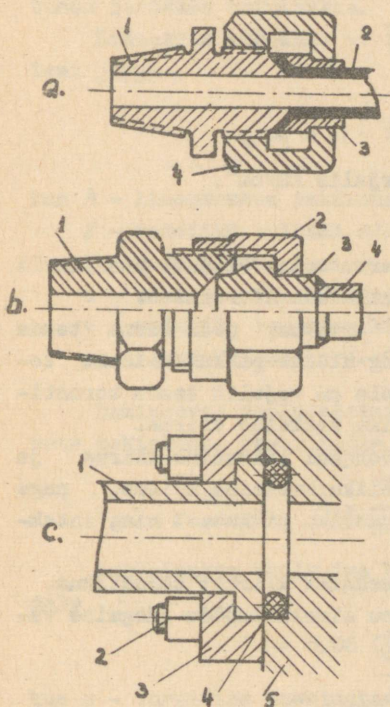
Hüdroüsteemide torustik

Hüdroüsteemides leiavad kasutamist enamikel juhtudel õmblusteta terastorud ГОСТ 8734-58 kui kõige ekspluatatsioonikindlamad.

Vasktorusid ei soovitata kasutada, kuna need on kergemini vigastatavad. Aja jooksul võivad vasktorud kaotada elastsuse ning ühenduskohtadest lõhkeda. Peale selle avaldab vask õlile katalüüeerivat mõju ning lühendab sellega viimase iga. Ainult raskete montaažitingimuste korral kasutatakse vasktorusid kui kergemini painutatavaid.

Õli andmiseks liikuvatele mehhanismidele kasutatakse õlikindlast kummist voolikuid. Voolikud on tavaliselt armeeritud.

Torude ühendamiseks kasutatakse väga mitmesuguseid meetodeid.



Joonis 22

Keermestatud toruliited taluvad rõhkusi kuni 200 at, sealjuures kasutatakse keermestatud ühendites sageli koonilist keeret, mis tagab suurema tiheduse. On nõutud, et juhul kui keermestatud liide töötab rõhul 80 at, peab teda katsetama rõhul 100 at. Rõhul 160 at töötavad liited tuleb katsetada rõhul 200 at. Äärikliited taluvad rõhkusi kuni 800 at.

Torustiku läbimõõt tuleb valida nii, et õli voolukiirus ei oleks üle 7 m/s. Suure pikkusega torustike puhul

Joonisel 22 a on näidatud moodus vasktorude ühendamiseks nn. valtsimis-meetodil. Vastavalt ette-töödeldud toru ots 2 suru-takse mutri 4 ning surve-puksi 3 abil tihedalt vastu otsiku 1 koonuspinda. Otsik 1 keeratakse kooni-lise keerme abil seadme külge, millega toru tahe-takse ühendada.

Joonisel 23 b on ku-jutatud terastorude põhi-line ühendusmeetod. Toru 4 keevitatakse nipli 3 külge. Nippel surutakse vastu otsiku 1 koonuspinda mutri 2 abil.

Joonisel 22 c kujuta-tud äärikähenduse puhul surutakse toru 1 poltide 2 ja ääriku 3 abil vastu ti-hendit 4. Sellega saavuta-takse suur tihedus toru ot-sa ja detaili 5 vahel, mil-le külge kinnitame toru.

1 > 100 d voolukiirus peab olema 3 - 3,5 m/s piires. Imevates torustikes õli kiirus ei tohi ületada 1,5 - 2 m/s.

Toru tugevus kontrollitakse lähtudes valemist:

$$\delta = \frac{p \cdot d}{2 [\sigma]},$$

kus δ - toru seinapaksus cm,

p - rõhk torustikus kg/cm²,

d - toru siseläbimõõt cm,

[σ] - lubatud pingetorustikus materjalis kg/cm².

Torustike arvutus

Hüdroüsteemide torustike arvutamine seisneb põhiliselt toru vajaliku läbimõõdu ning rõhukadude määramises.

Selleks, et teostada antud arvutust, peab olema teada torustiku geomeetria kuju ning üldine pikkus. Lisaks torustiku geomeetria andmetele on vajalik teada torustikus liikuv vooluhulk ning vedeliku keskmine kiirus.

Vooluhulga määravad ära tööorgani liikumise kiirus ja silindri ristlõike pindala. Vedeliku keskmine kiirus, nagu nägime eelmises osas, sõltub torustiku pikkusest ning antakse ette.

Teades õli vooluhulka ja keskmist kiirust torustikus, saame orienteeruvalt määrata toru siseläbimõõdu järgmise valemiga:

$$d \geq 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ mm,}$$

kus d - toru siseläbimõõt mm-tes,

Q - vooluhulk torustikus l/min,

v - õli keskmine kiirus torustikus m/s.

Konstruksiooniliselt jagatakse torustikud: a) lihttorustikud, b) lihttorustikud ja pikkuse järgi: a) lühikesed torustikud, b) pikad torustikud.

Lihttorustiku kogu ulatuses jäävad toru siseläbimõõt ja vooluhulk muutumatuteks. Lihttorustik koosneb aga terve reast lihttorustikest, mis on omavahel ühendatud järjestiku või paralleelselt.

Lühikesteks torustikeks loetakse tavaliselt neid, mille pikkus on alla saja läbimõõdu. Lühikeste torustike korral arvutatakse ainult kohalikke takistusi, kuna lineaarsed takistused jäetakse arvutamata.

Lineaarne rõhukadu torustikus arvutatakse järgmise valemi järgi:

$$\Delta P_1 = \lambda \cdot \gamma \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \text{ kg/m}^2, \quad (1)$$

kus λ - lineaarsete takistuste tegur,

γ - vedeliku erikaal kg/m^3 ,

l - toru pikkus m,

d - toru siseläbimõõt m,

v - vedeliku keskmine kiirus torustikus m/s,

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

Laminaarse voolurežiimi korral ($Re \leq 2300$) on lineaarsete takistuste tegur õlile

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

Turbulentse voolamise korral aga karedatele terastorudele

$$\lambda = 0,06 \left(\frac{s}{d}\right)^{0,314},$$

kus s - toruseina absoluutne karedus, mis on piirides $(1-8) \cdot 10^{-5} \text{ m}$.

Ligikaudsete arvutuste korral võib turbulentse voolamise korral kasutada järgmist valemit:

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25}.$$

Reynoldsi arv on arvutatav järgmisest seosest:

$$Re = 1,274 \frac{Q}{d v},$$

kus Q - vooluhulk m^3/s ,

d - torustiku siseläbimõõt m,

v - õli kinemaatiline viskoossus m^2/s .

Võttes arvesse, et:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \text{ m/s,}$$

võime võrrandi (1) kirjutada järgnevalt:

$$\Delta p_1 = \frac{16 \gamma^4}{2g \pi^2 d^5} \lambda \cdot 1Q^2. \quad (2)$$

Viimase valemi abil saab määrata rõhukaod ilma vedeliku kiirust kasutamata.

Kohalikest takistustest tingitud rõhukaod võib arvutada järgmiselt:

$$\Delta p_k = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma^4 = \xi \gamma^4 \frac{16 Q^2}{2g \pi^2 d^4},$$

kus v - voolukiirus takistuse järel,

ξ - kohaliku takistuse tegur.

Kui kohalikud takistused asuvad üksteisest kaugusel $1 \geq (20 - 50)d$, siis leitakse rõhukadu üksikute takistuste liikumise teel. Kui aga $1 \leq 20 d$, siis hakkavad üksikud takistused üksteisele mõju avaldama ning täpse arvutuse teostamine ei ole võimalik. Antud juhul takistusi liites saame ainult orienteeruva tulemuse.

Õlifiltrid

Tööprotsessis õli saastub. Õlisse koguneb mitmesugust prügi, metallitolmu. See avaldab kulutatavat toimet hõõrduvatele pindadele ja võib põhjustada ka hüdroüsteemi mitmesuguste seadmete ummistumist. Selleks, et puhastada õli metallitolmust ja õli vananemisel tekkivast sademest, kasutatakse õlifiltreid. Kasutusel olevad õlifiltrid on väga mitmesuguse ehitusega. Vaatleme filtri skeemi, mis sisaldab kõik harilikult esinevad elemendid. Joonisel 23 kujutatud filter koosneb järgmistest elementidest. Korpuses 1 asetseb filtreeriv element 2, mis ümbritseb väljuvat toru 3. Siseneval torul 5 on kaks klappi. Klapp 4 avaneb kui filtreeriv element ummistub kauaaegse töötamise tulemusena ning ei suuda küllaldaselt määralt õli puhastada. Sel juhul satub osa puhastamata õlist

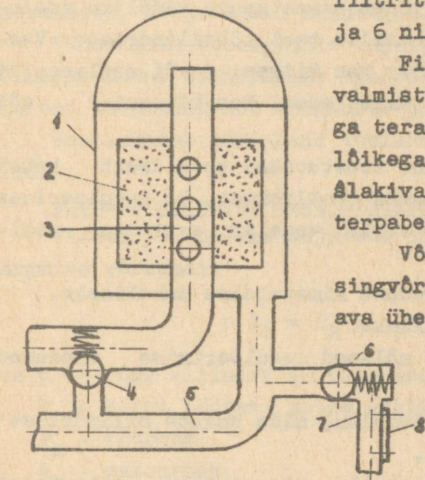
uuesti süsteemi. Kaitseklapp 6 avaneb eriti suurtel rõhu tõusudel ja kaitseb filtrit üle lubatava ulatuvate rõhkude eest. Harilikult klapp 6 avaneb, kui filtreeriv element on täielikult ummistunud. Luuk 8 kaudu on märgata klapi 6 avanemist, sest siis hakkab piki äravoolutoru 7 voolama õli, mis annabki meile märku filtri ummistumise kohta.

Lihtsustatud konstruktsiooniga filtritel puuduvad sageli klappid 4 ja 6 ning luuk 8.

Filtreeriv element võib olla valmistatud 0,05 - 0,13 mm paksusega teraslehtedest, spetsiaalse ristlõikega traadist, viltrõngastest, šlakivatist, pappketastest või filterpaberist.

Võrkfiltreid valmistatakse messingvõrgust, millel on 3000 ja enam ava ühel cm^2 . Selline filter teostab ainult jämedat puhastamist.

Terasplaatidest filtrid on kiiresti puhastatavad, küllalt töökindlad, kuid keeruka ehitusega. Peavad kinni mitte alla 0,08 - 0,13 mm suurused osakesed.



Joonis 23

Filtrid, mis on valmistatud šlakivatist, vildist jne., tagavad hea puhastamise, nn. peenpuhastamise. Neil on hea läbilaskevõime, kuid filtri saastumine toimub väga kiiresti. Hea kvaliteediga puhastamist küllalt pika tööperioodi jooksul tagavad filtrid kartongist või paberist elementidega.

Filtrid paigutatakse nii surve kui ka äravoolu torustikku kas järjestikku või paralleelselt torustikuga. Järjestikku lülitamine tagab kogu läbivoolava õli puhastamise, kuna paralleelse lülitamise korral puhastatakse ainult osa õlist. Tuleb silmas pidada, et mida väiksem on õli kiirus

filtri läbimisel, seda kvaliteetsem on puhastus. Sellest tingituna saadakse paralleelselt lülitatud filtriga paremini puhastatud õli kui järjestikku lülitatud filtriga.

6. TÖÖORGANI LIIKUMISKIIRUSE REGULEERIMINE

Tööorgani liikumise kiirust saame muuta vedeliku vooluhulga suurendamise või vähendamise teel töösilindrisse. Vastavalt sellele täitub silinder kas kiiremini või aeglasemalt õliga ning kolbi surutakse samuti edasi kas kiiremini või aeglasemalt.

Vooluhulga reguleerimine teostatakse tavaliselt kahel moodusel: 1) reguleerides pumba tootlikkust, 2) reguleerides torustiku takistust, milles voolab vedelik, muutmata sealjuures rõhku.

Esimest reguleerimismoodust nimetatakse mahuliseks, teist drosseliga reguleerimiseks.

Põhimõtteliselt võivad mõlemad reguleerimise moodused toimuda järgmisel viisil:

- 1) muutes vedeliku vooluhulka, mida annab silindrisse - reguleerimine sisenemisel,
- 2) muutes vedeliku vooluhulka, mis voolab silindrist välja - reguleerimine väljumisel.

Mahulisele reguleerimisele on iseloomulik, et tööorgani poolt rakendatav võimsus pideval koormusel ei muutu, samuti tööorgani kiirused on võrdelised pumba tootlikkusega.

Pöördsilinder arendab sel juhul muutumatut momenti, kolb aga muutumatut jõudu. Seda reguleerimise moodust kasutatakse väga laialt, eriti kui on vajalik maksimaalne jõud kohalt võtmiseks.

Drosseliga reguleerimisel jääb pumba tootlikkus muutumatuks, kuid tööorgani kiirus muutub sõltuvalt drosseli takistusest. Drosseliga reguleerimisel kasutatakse tööks ära ainult osa pumba poolt antavast vooluhulgast, kuna ülejäänud õli suunatakse ülevooluklapi kaudu tagasi paaki, ilma et ta teeks mingisugust tööd. Tekib võimsuse kadu:

$$\Delta N = p \frac{Q - Q_1}{612} \text{ kw,}$$

kus p - õli rõhk kg/cm^2 ,

Q - pumba tootlikkus l/min ,

Q_1 - tööorganile vajalik vooluhulk l/min .

Järelikult on drosseliga reguleerimine rajatud kadude muutmisele, seega ajami kasuteguri muutmisele.

Vähendades tööorganile vajalikku vooluhulka suurendame võimsuse kadu. Sellepärast drosseliga reguleerimine õigus-
tab end vaid väikeste võimsuste puhul.

Vaatleksime mõningaid vooluhulga reguleerimise moodu-
seid.

Automaatne vooluhulga mahuline reguleerimine.

Vaadeldes kolvile mõjuvate jõudude tasakaalu, saame järgmise võrrandi:

$$p F_t = P_k + p_v F_v + S,$$

kus p - rõhk silindri survepooles,

F_t - kolvi töötava poole aktiivne pindala,

P_k - koormus,

p_v - vasturõhk,

F_v - kolvi aktiivne pindala, millele mõjub vasturõhk,

S - hõõrdejõud kolvi ja silindri ning kolvivarre ja silindri ava vahel.

Antud võrrandist on näha, et pumba poolt antav rõhk sõltub koormusest, mis mõjub kolvivarrele.

Nii reguleeritakse pumba tootlikkus ja rõhk vastavalt tööorgani kiirusele ning koormusele, mis põhjustab küllalt kõrgeid kasuteguri väärtusi.

Ei tohi unustada, et rõhu suurenedes suurenevad ka kaod tihendites, mis põhjustab tööorgani kiiruse vähenemise. Koormuse vähenemisel, kui rõhk väheneb, esineb vastupidine nähe. Väikestel liikumiskiirustel selline järsk vooluhulga muutus tingib suhteliselt suuri kiiruse kõikumisi ning võib põhjustada seadmete purunemist ning ebarütmilist tööd. Nende näh-

tuste vältimiseks püütakse kiiruse muutust stabiliseerida.

Joonisel 24 toodud skeemi puhul toimub automaatne reguleerimine pumba tootlikkuse muutmise arvel, kuid vastavuses rõhule, mida annab pump.

Pumba korpusele 2, mis on reguleeritud ettenähtud tootlikkusele, mõjub vedru 1 ja õli rõhujõud kolvile 3. Kolvi taha tuleb õli surve- torustikust. Rõhu vähenedes väheneb ka kolvile 3 mõjuv jõud ning vedru 1 surub korpuse 1 paremale. Sellega ro- tori ja korpuse ekstsentri- lisus väheneb ning pumba tootlikkus väheneb, millega kompenseeritakse kadude vä- henemine koormuse vähenemi- sel. Koormuse suurenemisel suureneb kolvile 3 mõjuv jõud ning korpus 2 surutakse vasakule ning tekkinud kadu- de suurenemine kompenseeri- takse pumba tootlikkuse suu- renemisega.

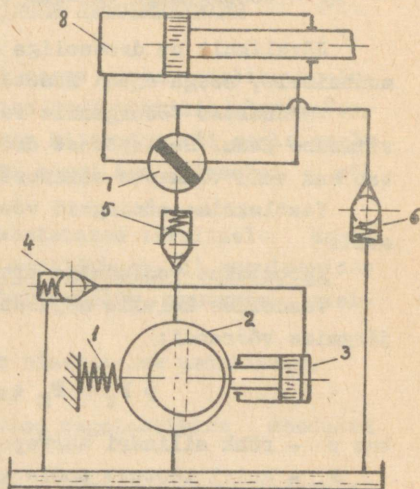
Klapp 4 on nn. kaitseklapp, mis on reguleeritud maksi- maalsele lubatud rõhule süsteemis. Kui rõhk süsteemis ületab selle, siis klapp 4 avaneb ja õli voolab tagasi paaki.

Klapp 5 on tagasilöögiklapp, mis ei võimalda õli rõhu silindris langeda kui pump peaks mingil põhjusel õli andmise lõpetama.

Klapp 6 on nn. vasturõhuklapp, mis tekitab silindri 8 väljuvas pooles vasturõhku. Vasturõhk on vajalik kolvi lii- kumise kiiruse stabiliseerimiseks.

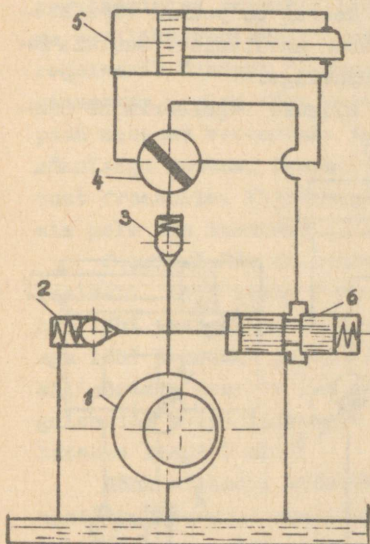
Kraan 7 on õli suunamiseks ühte või teise silindri pool- de.

Joonisel 25 näidatud skeemil saavutatakse kiiruse sta- biliseerimine muutumata töö rõhu abil, mis ei ole sõltuv koor-



Joonis 24.

muse suurusest. Muutumatu töö rõhk saavutatakse vasturõhu reguleerimisega, mida teostab siiber 6.



Joonis 25.

peaks vasturõhk vähenema ning p_v vähenedes vasturõhk suurenema. Selleks ongi süsteemi lülitatud siiber 6. Koormuse P_k kasvamisega suureneb ka töö rõhk süsteemis ning see rõhk mõjub siibri 6 otspinnale. Ületades vedru jõu liigub siiber paremale ning avab silindri 5 paremast poolt äravoolava vedelikule parema äravoolu. Sellega väheneb vasturõhk silindri paremas poles.

Koormuse P_k vähenemisel langeb ka rõhk süsteemis ning vedru surub siibri 6 vasakule, sulgedes järkjärguliselt pilu, mille kaudu toimub äravool, s.o. suurendab vasturõhku. Vasturõhu suurenemine toimub seni, kuni on taastatud ettenähtud töö rõhk silindris.

Pump 1 annab läbi vastuklaapi 3 ja kraani 4 õli silindri 5 vasakusse poole. Samal ajal satub töö rõhul olev õli siibri 6 vasakpoolses otsas olevasse ruumi ja püüab siibrit suruda paremale. Õli töö rõhk on reguleeritud siibri paremas otsas oleva vedruga. Vaatleme kolvile mõjuvate jõudude tasakaaluvõrrandit

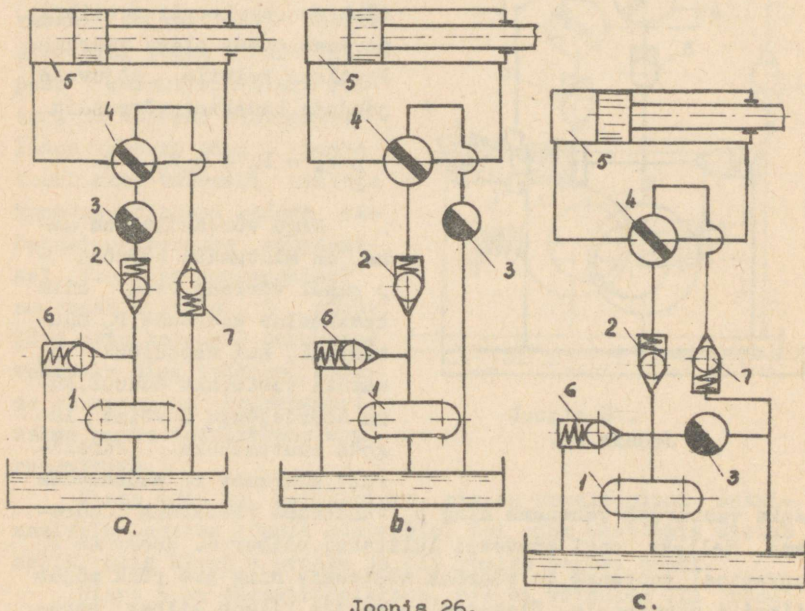
$$p F_t = P_k + p_v F_v + S.$$

Nagu võrrandist on näha, on muutumatu töö rõhk - p puhul võrrand vaid siis tasakaalus koormuse P_k muutumisel, kui vasturõhk p_v samuti vastavalt muutub, kuna hõõrdejõudu S võime lugeda muutumatuks. Järelikult koormuse P_k suurenedes

Antud skeemi järgi töötamisel ei sõltu pumba poolt antav rõhk koormusest ning see põhjustab süsteemi kasuteguri languse väikestel koormustel. Sellega kaob üks mahulise reguleerimise eeliseid.

Kuna mahulise reguleerimise korral on pumbad väga keerulise ehitusega, leiab see piiratud kasutamist. Suuremale viku on leidnud reguleerimine drosseliga.

Joonisel 26 on toodud kolvi kiiruse reguleerimine drosseliga kolmel põhilisel moodusel.



Joonis 26.

Joonisel 26a on drossel 3 lülitatud sisenemisele. Muutumatu tootlikkusega pump 1 annab läbi vastuklapi 2, drosseli 3 ning kraani 4 õli silindri 5 vasakusse poole. Õli ülejääk, mida pole silindris vaja, läheb läbi ülevooluklapi 6 tagasi paaki. Üntlasi hoiab klapp 6 drosseli ees muutumatu rõhu. Koormuse muutumisel muutub ka rõhk silindri tööpooles. Rõhu muutus tingib rõhulangu muutuse drosselis

ning koos sellega vooluhulga suurenemise või vähenemise läbi drosseli, mis omakorda kutsub esile kiiruse muutuse. Vasturõhk tagatakse vasturõhu klapiga 7.

Joonisel 26b on drossel lülitatud väljumisele. Kiiruse reguleerimine toimub silindri väljuvast poolest väljavoolava vedeliku vooluhulga muutmise teel. Väljuvat vooluhulka reguleerib drossel 3. Kuna klapi 6 abil hoitakse silindri 5 sisenevas pooles rõhk muutumatuna, siis koormuse muutumisel peab muutuma vasturõhk. Kuid vasturõhu muutus tähendab ka rõhulangu muutust drosselis 3 ja seega ka vooluhulga muutust drosselis. Viimane põhjustab jällegi kiiruse muutust, mis pole aga lubatav.

Joonisel 26c on drossel 3 lülitatud silindriga paralleelselt. Siin pumba 1 poolt antavast vooluhulgast osa läheb läbi vastuklapi 2 ja kraani 4 silindri tööpoolde, osa aga läbi drosseli paaki. Drosseli takistust muutes võime silindrisse suunata kas rohkem või vähem õli ja sellega reguleerida kolvi liikumise kiirust. Nõutav vasturõhk saavutatakse klapi 7 abil.

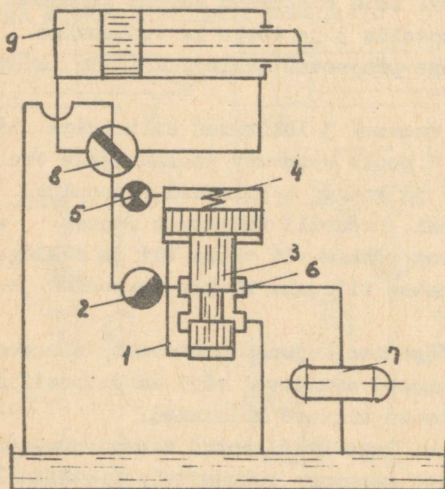
Rõhk silindri tööpooles kujuneb vastavalt koormusele, mistõttu koormuse muutused avaldavad mõju ka drosseli läbilaskevõimele, põhjustades kiiruse kõikumisi.

Nagu võib näha, ei taga ükski antud skeemidest etteantud kiiruse stabiilsust koormuse muutumisel. Seetõttu leivad sellised skeemid kasutamist ainult juhtudel, kui koormuse kõikumised pole märkimisväärsed.

Selleks, et hoida kolvi kiirus drosseliga reguleerimisel stabiilne, lülitatakse süsteemi reduktsioonklapp, mis hoiab süsteemi rõhu muutumatuna, olenemata koormusest. Siinjuures reduktsioonklapp lülitatakse süsteemi järjestikku drosseli ette.

Vaatleme skeemi joonisel 27, kus on kasutatud reduktsioonklappi. Pumbast 7 antakse õli läbi drosseli 2 silindri 9 tööpoolde. Osa õli läheb paaki tagasi läbi reduktsioonklapis oleva pilu 6. Klapi siiber 3 on tasakaalustatud vedru 4, drosseli ees oleva õli rõhu (mis kandub läbi kanali 1) ja drosseli järel oleva õli rõhu (mis kandub siibris-

se läbi kanali 5) toimel. Koormuse suurenemisel tõuseb rõhk süsteemis ja kõrgem rõhk kandub läbi kanali 5 siibri 3 peale. Siiber surutakse alla ning pilu 6 aheneb. Kuna vedeliku tagasivool paaki väheneb, siis rõhk drosseli ees kasvab. Rõhu vähenemisel silindris tekib vastupidine protsess. Antud juhul tagab reduktsioonklapi kasutamine drosselis alati ühesuguse rõhulangu, olenemata koormusest.



Joonis 27.

Praktikas on enamlevinud drosseliga reguleerimine väljumisel, kuna on väiksemad võimalused õhu sattumiseks süsteemi ja mõlemad silindri pooled, olles rõhu all, tagavad stabiilsema kolvi liikumise.

Parima kasuteguri annab drosseliga reguleerimine drosseli paralleelsel lülitamisel. Väikese kiiruse stabiilsuse tõttu leiab aga väga piiratud kasutamist.

7. DROSSELID

Drossel kujutab endast reguleeritava ristlõikega ava. Suurendades või vähendades ava ristlõiget saame suurendada

või vähendada drosselit läbivat vooluhulka. Tähtsamaks drosseli konstruktsiooni iseloomustavaks näitajaks on ummistuvus.

Mida kergemini drossel ummistub, seda ebapüsivam on reguleeritud kiirus. Drosseli ummistuvus on seda väiksem, mida väiksem on ava perimeeter sama ristlõike puhul ja vedeliku tee drosseli avas.

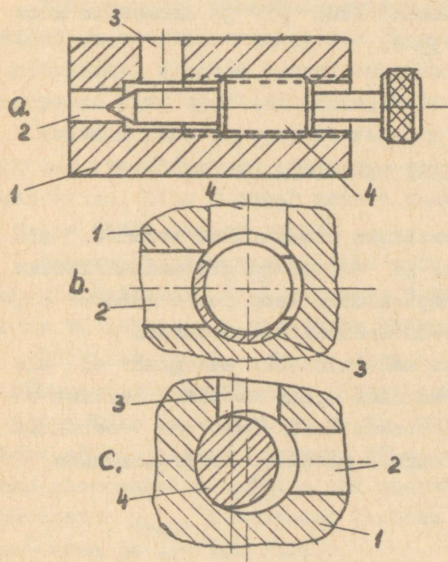
Drosselite konstruktsioon on väga mitmekesine. Vaatleksime mõningaid enamlevinud drosselite tüüpe.

Joonisel 28a on kujutatud nõeldrosselit. Oma konstruktsioonilt on nõeldrosselid kõige lihtsamad. Oli tuleb drosselisse läbi ava 3 ja läbib pilu, mis on koonilise nõela 4 ning ava 2 vahel. Keerates nõela korpusel 1 liigub nõel piki keeret vasakule või paremale ja pilu nõela ning ava 1 vahel väheneb või suureneb. Koos sellega suureneb või väheneb ka drosseli läbilaskevõime.

Nagu näha, on see

drossel väga lihtsa ehitusega, kuid ta ummistub kergesti, kuna pilu koonus nõela ja ava vahel on väga väike ka küllalt suure pilu ristlõike pindala puhul. Õlis leiduvad osakesed takerduvad kergesti kitsas pilus ning ummistavad selle. Nõeldrosselid leiavad kasutamist ainult abijamites.

Tunduvalt vähem ummistuvad piludrosselid (joon. 28b). Korpusel 1 asub õõnes sõrm 3, mis on varustatud piluga. Oli tuleb dros-



Joonis 28.

selisse läbi ava 4, liikudes läbi sõrmes oleva pilu, satub avasse 2. Pöörates sõrme korpuses saame pilu ristlõiget, mida läbib õli, suurendada või vähendada. Järelikult muutub vastavalt ka drosseli läbilaskevõime.

Sellised drosselid leiavad kasutamist suurte vooluhulkade korral. Olles vähem ummistuvad, tagavad nad süsteemi stabiilse töö.

Tihti leiavad kasutamist drosselid, kus ristlõike suurst muudetakse ekstsentriku abil (joon. 28c).

Õli tuleb drosselisse läbi ava 3, ning läbinud reguleeritava pilu ekstsentriku 4 ja korpuse 1 vahel, läheb läbi ava 2 süsteemi.

Drosselitele esitatud tehnilised tingimused nõuavad, et nad peavad tagama normaalse töö veel vooluhulgal 100-200 cm^3/min . Tavaliselt rõhulang drosselis olenevalt tüübist on 1,5 - 3 at.

Levinumad on piludrosselid tüüp T77 ja drosselid koos reduktsioonklapiga tüüp T55-2.

III PÕHITEADMISI TERMODÜNAAMIKAST

Tehniliseks termodünaamikaks nimetatakse teadust, mis uurib soojusenergia omadusi ja soojusenergia mehaaniliseks energiaks muundumise seaduspärasusi. Tema poolt antakse kõige ökonoomsemad soojuse tööks muundumise moodused.

Soojusenergia üleminek mehaaniliseks energiaks ei ole võimalik ilma aineta, mis kannaks endas soojust. Sellist ainet nimetatakse töötavaks kehaks. Harilikult on tehnikas soojuskandjaks gaasid või aaurud, mistõttu termodünaamika uurib ka nende omadusi.

1. GAASIDE PARAMEETRID

Töötava keha omadused sõltuvad tema olekust. Neid ise-loomustatakse suurustega, mida nimetatakse oleku parameet-

riks. Tehnilises termodünaamikas on põhilisteks parameetriteks temperatuur, rõhk ja erimaht.

Temperatuuri mõõtmiseks on kasutusel terve rida skaalasid. Termodünaamikas toimub temperatuuri määramine absoluutse skaala järgi. Selle skaala nullpunkt asub $273,16^{\circ}$ alla vee jäätumistemperatuuri ning seda nimetatakse absoluutseks nulliks. Absoluutse skaala järgi mõõdetud temperatuur tähistatakse tähega T ja kraadide järgi märgitakse $^{\circ}\text{K}$, näiteks $T = 450^{\circ}\text{K}$.

Praktikas on levinud temperatuuri määramine nn. Celsiuse skaala järgi, kus 0 punktiks on vee jäätumistemperatuur ning 100° on vee keemistemperatuur. Temperatuuri Celsiuse skaala järgi tähistatakse $t = 135^{\circ}\text{C}$. Üleminek absoluutsele skaalale toimub seose

$$T = t + 273^{\circ} \text{ kaudu.}$$

Temperatuuri määramine toimub termomeetrite abil. Enamlevinud on vedeliktermomeetrid, kus kasutatakse elavhõbedat ja piiritust. Kõrgete temperatuuride mõõtmiseks kasutatakse termopaare ning optilisi püromeetreid.

Teiseks keha oleku parameetrik on rõhk. Gaasi rõhku võiksime vaadelda tema liikuvate molekulide löökidena vastu anuma seina, ning kujutab endast gaasi mõjumise jõudu anuma seina ühele pinnauhikule.

Vastavalt rahvusvahelisele mõõtühikute süsteemile on rõhu mõõtühikuks 1 N/m^2 varasema 1 kg/cm^2 asemel. Rõhu standardne tähistus on p olenemata ühikust.

Rõhk kui gaasi oleku parameeter on kasutusel absoluutse rõhuna, mida harilikult tähistatakse p_{abs} . Nagu meile juuba hüdraulika kursusest on teada, näitab suurem osa mõõteriistu rõhku, mis on uuritava rõhu ja õhurõhu vahe. Sellist rõhku nimetasime ülerõhuks ehk manomeetriliseks rõhuks ja tähistasime p_{man} . Tähistades õhurõhu p_{bar} , võime anda seose absoluutse ja ülerõhu vahel:

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{bar}} + p_{\text{man}}$$

Kui gaasi rõhk on madalam õhurõhust, siis vahet

$$P_{\text{bar}} - P_{\text{abs}} = P_{\text{vaak}}$$

nimetatakse hõrenduseks ehk vaakuumiks.

Rõhku mõõdetakse mitmesuguste manomeetritega, mille töötamise põhimõttega tutvusime juba hüdraulika kursuses.

Gaasi normaalseks olekuks loetakse temperatuuri $273^{\circ}\text{K} = 0^{\circ}\text{C}$ ning rõhku 101325 N/m^2 ehk 760 mmHg .

Gaasi erimahuks loetakse ühe massiühiku gaasi mahtu

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Nagu näha, on erimaht tiheduse ρ pöördväärtus. Tuleb silmas pidada, et enne rahvusvahelise mõõtühikute süsteemi sisseviimist loeti erimahuks erikaalu pöördväärtust, s.o.

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{V}{G} \text{ m}^3/\text{kg},$$

mistõttu kirjanduses kasutamisel võib tulla arusaamatusi.

Normaaltingimustes, s.o. $T = 273^{\circ}\text{K}$ ja $p = 101,325 \text{ KN/m}^2$ leitud erimahtu võib tähistada V_0 .

Tähistades gaasiruumala normaaltingimustes V_0 , võime kirjutada

$$v_0 = \frac{V_0}{m} = \text{nm}^3/\text{kg},$$

kus tähis nm^3 näitab, et erimaht on määratud normaaltingimustes.

2. IDEAALGAASI OLEKU VÖRRAND

Ideaalgaasiks nimetatakse gaasi, mille molekulide vahel puudub külgetõmbejõud ning ruumala, mille võtavad enda alla molekulid, on tühiselt väike võrreldes gaasi ruumalaga.

Gaasi ruumalaks loeme ruumi, kus asuvad gaasi moodustavad molekulid.

Tegelikkuses sellist gaasi ei ole olemas. Kõikide looduses leiduvate gaaside molekulide vahel esineb külgetõmbejõud ning molekulid omavad kindla ruumala. Selliseid gaase nimetatakse reaalgasideks. Paljudel juhtudel vaadeldakse aga reaalseid gaase nagu oleksid nad ideaalsed. Nimelt ideaalsetele gaasidele kehtivad seadused omavad lihtsama kuju ning arvutuste teostamine on tunduvalt lihtsam. Samuti ei ole kõigi arvutuste juures täpsus nii suur, et nõuaks ranget kinnipidamist reaalgaside seadustest, kuna harilikes tingimustes on reaalgasid küllalt lähedased ideaalgasidele.

Ideaalgasile kehtib kaks seadust:

- 1) Boyle-Mariotte'i seadus: muutumatul temperatuuril on gaasi rõhu ja ruumala korrutis muutumatu suurus. Järelikult võib 1 kg gaasi kohta kirjutada

$$p \cdot v = \text{const.}$$

Näiteks samal temperatuuril rõhku 2 korda suurendades väheneb gaasi ruumala 2 korda.

- 2) Gay-Lussac'i seadus: jääval rõhul muutub gaasi ruumala võrdeliselt tema absoluutse temperatuuriga, s.o. 1 kg gaasi kohta

$$\frac{v}{T} = \text{const.}$$

Järelikult, kui gaasi temperatuuri tõsta jääval rõhul kaks korda, siis gaasi ruumala suureneb samuti kaks korda.

Ideaalgasile oleku võrrand annab seose gaasi kolme parameetri vahel.

Olgu meil 1 kg gaasi, mille algparameetrid on p_1 , v_1 , T_1 ning nõutavad lõpp-parameetrid p_2 , v_2 , T_2 . Viime gaasi algul läbi muutuse Boyle-Mariotte'i seaduse järgi. Järelikult peale seda on gaasi temperatuur T muutumata, kuid muutusid rõhk ja ruumala. Olgu gaasi parameetrid peale muutust T_1 , p_2 , v . Vastavalt Boyle-Mariotte'i seadusele võime kujutada:

$$p_1 v_1 = p_2 v,$$

kust avaldame v

$$v = \frac{p_1 v_1}{p_2} . \quad (1)$$

Edasi teostame protsessi vastavalt Gay-Lussac'i seadusele, s.o. muutumatul rõhul p_2 muudame ruumala ja temperatuuri kuni saavutame T_2 , v_2 , p_2 . Vastavalt Gay-Lussac'i seadusele võime kirjutada:

$$\frac{v}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$$

ja siit

$$v = \frac{v_2 T_1}{T_2} . \quad (2)$$

Kuna võrrandite 1 ja 2 vasakud pooled on võrdsed, võime kirjutada:

$$\frac{v_1 p_1}{p_2} = \frac{v_2 T_1}{T_2} ,$$

kust pärast mõlema poole korrutamist p_2 -ga ja jagamist T_1 -ga saame:

$$\frac{v_1 p_1}{T_1} = \frac{v_2 p_2}{T_2} .$$

Lõppolekuks võime võtta mistahes olukorra, tulemus kujuneb ikka analoogiliseks. Järelikult: antud gaasi korral rõhu ja erimahu korrutis jagatuna gaasi absoluutsela temperatuurile on jääv suurus. Seega võib kirjutada:

$$\frac{p \cdot v}{T} = \text{const.}$$

Seda jäävat suurust tähistatakse tähega R ning nimetatakse gaasikonstandiks.

$$\frac{p \cdot v}{T} = R ,$$

ehk

$$p \cdot v = RT , \quad (3)$$

kus p - rõhk N/m^2 ,
 v - erimaht m^3/kg ,
 T - temperatuur $^{\circ}K$,
 R - gaasikonstant $\frac{J}{kg \cdot deg}$.

Seda võrrandit nimetataksegi ideaalgaasi oleku võrrandiks, mis kehtib 1 kg gaasi kohta.

Varem kasutusel olnud gaasikonstandi dimensioon 1 kGm/kg.deg on kerge viia rahvusvahelisse SI süsteemi, nimelt 1 kGm/kg.deg = 9,80665 J/kg.deg.

Võttes arvesse, et antud võrrand kehtib ainult 1 kg gaasi kohta, arendame võrrandit edasi. Kuna $v = \frac{V}{m}$, siis asendades võrrandis 3 erimahu saame:

$$\frac{p \cdot V}{m} = RT,$$

ehk

$$pV = mRT, \quad (4)$$

kus m - gaasi mass kg.

Võrrand 4 kehtib ükskõik millise gaasimassi kohta.

Gaasikonstanti R võime defineerida nagu tööd, mida teeb 1 kg gaasi paisudes jääval rõhul, kui tema temperatuuri tõsta 1° võrra.

3. AVOGADRO SEADUS

Kõik gaasid samal rõhul ja temperatuuril sisaldavad võrdsete ruumalade korral sama arvu molekule.

Olgu meil kahe anumas, mille mõlema ruumala on 1 m^3 , kaks gaasi samal temperatuuril ja rõhul. Olgu molekulide arv kummaski neis M . Gaasi hulk olgu esimeses nõus $\rho_1 \text{ kg/m}^3$ ja teises $\rho_2 \text{ kg/m}^3$ (gaaside tihendused). Olgu gaaside molekulide massid μ_1 ja μ_2 . Järelikult

$$\rho_1 = \mu_1 M \quad \rho \quad \rho_2 = \mu_2 M.$$

Jagades võrrandid omavahel saame:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}.$$

Gaaside tihendused samal temperatuuril ja rõhul on võrdelised nende molekulide massidega. Kuna aga

$$\rho = \frac{1}{v},$$

siis

$$\frac{\mu_1}{v_2} = \frac{\mu_2}{v_1} \quad \text{ehk} \quad \mu_1 v_1 = \mu_2 v_2.$$

Üldjuhul võime kirjutada

$$\mu \cdot v = \text{const.}$$

Kilomooliks nimetatakse sellist gaasi kogust, mille mass kilogrammides vastab tema molekuli suhtelisele massile.

Tähistades $\mu \cdot v = V_\mu = \text{const}$, võime kirjutada: Kilomooli maht samal temperatuuril ja rõhul on kõikide gaaside jaoks jääv. Normaalingimustes: $T_0 = 273^\circ\text{K}$ ja $p_0 = 101,325 \text{ kN/m}^2$ on ideaalgaasi kilomooli maht:

$$V_\mu = 22,4135 \text{ m}^3/\text{kmol}.$$

Nagu näha, võib iga gaasi molekuli-massi või erimahu normaalingimustes leida seosest

$$v_0 \mu \approx 22,4.$$

Vaatleme veelkord ideaalgaasi oleku võrrandit $p v = RT$. Korrutame võrrandi mõlemad pooli suhtelise molekulaarmassiga, saame:

$$p v \cdot \mu = \mu RT, \quad \text{kuna} \quad v \cdot \mu = V_\mu, \quad \text{siis} \quad p V_\mu = \mu RT \quad (x).$$

See võrrand kehtib ühele kilomoolile.

Teades, et normaalingimustes $V_\mu = 22,4$, võime kirjutada:

$$\begin{aligned} \mu R &= \frac{p_0 V_\mu}{T_0} = \frac{101,325 \cdot 22,4}{273} = 8314,31 \text{ J/kmol} \cdot \text{deg} \\ &= 8,3143 \text{ J/kmol deg} \quad (xx). \end{aligned}$$

Seda suurust nimetatakse gaaside universaalseks konstandiks.

$$\text{Võrrandist (x) saame} \quad p V_\mu = 8314,3 \text{ T},$$

kus p - rõhk N/m^2 ,

V_μ - ühe mooli maht m^3 .

Võrrandist (xx) saame:

$$R = \frac{8314,3}{M}$$

Viimane võrrand on väga mugav gaasikonstandi leidmiseks gaasi molekulmassi järgi.

4. GAASIDE SEGUD

Väga sageli on meil töötavaks kehaks mitte üks gaas, vaid mitme gaasi segu. Gaaside segu on näiteks õhk, mis koosneb peamiselt lämmastikust ja hapnikust. Gaaside segud võivad tekkida nii segunemise kui ka keemiliste reaktsioonide teel.

Keemilise reaktsiooni korral võime gaasi segusse kuuluvaid üksikuid gaase vaadelda omaette. Tähendab iga segusse kuuluv gaas käitub iseseisvalt, nagu ei esineks teisi gaasi segu koosseisus olevaid gaase. Iga komponendi molekulid liiguvad kogu gaasi segu ruumalas, tema temperatuur on võrdne segu temperatuuriga.

Segusse kuuluv komponent allub oma oleku võrrandile, millest on võimalik leida tema rõhk segu temperatuuril ja mahul. Seda komponendi rõhku nimetatakse partsiaalrõhuks. See ga on partsiaalrõhk esile kutsutud ühe gaasi molekulide põrgetest vastu anuma seinale.

Kui gaasisegu üksikud komponendid isoleerida üksteisest ning viia segu üldisele rõhule samal temperatuuril, siis iga üksiku komponendi mahtu nimetatakse partsiaalmahtuks.

Rõhk, mida avaldab gaasisegu seinale, on kõigi segu komponentide molekulide põrgete tulemus. Sellepärast võime öelda: gaasisegu rõhk on segu moodustavate gaaside partsiaalrõhkude summa. Seda nimetatakse Daltoni seaduseks.

Tähistades gaasisegu rõhu p ja üksikute komponentide partsiaalrõhud $p_1; p_2; p_3 \dots p_n$, saaksime seose

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n$$

5. TERMODÜNAAMILINE PROTSESS

Gaasilt mehaanilise energia saamine on alati seotud terve rea omavahel seotud oleku muutustega.

Gaasioleku muutus tekib tema vahekorrast ümbritseva keskkonnaga ning võib olla tingitud järgnevatest asjaoludest:

1) soojuse andmine gaasile mingi teise keha poolt või soojuse äraandmine gaasi poolt teisele kehale;

2) välisjõudude ületamine gaasi poolt - paisumistöö või gaasi kokkusurumine välisjõudude poolt.

Näiteks kui soojendada mingit gaasi, mis on silindris, kus liigub kolb, hakkab gaas paisuma ning oma rõhu mõjul ületab kolvile mõjuva jõu ning paneb selle liikuma tehes sealjuures tööd. Antud juhul soojuse juurdejuhtimisele ning tehtud tööle kaasneb gaasi temperatuuri ja mahu muutus jääval rõhul.

Üldiselt gaasi oleku muutust nimetatakse termodünaamiliseks protsessiks.

On arusaadav, et termodünaamilises protsessis tasakaalu saavutada, s.t. et parameetrid muutuksid kogu gaasi ulatuses ühtlaselt, on väga raske. Selle saavutamiseks peab esitama tingimuse, et protsess koosneks lõputust hulgast samaväärsest olukordadest. Selle tingimuse rahuldamiseks peaks protsess toimuma lõpmata aeglaselt. Soojusandja ning soojusevastuvõtja temperatuuride erinevus peab olema väga väike, väliskeskonna ja gaasi rõhkude erinevus peaks samuti olema väga väike. Ainult sellisel juhul võib lugeda kogu gaasimassi temperatuuri ja rõhku ühtlaseks. Selliseid protsesse nimetatakse tasakaalustatud protsessideks.

Oletame, et töötava kehaga toimub protsess, mille tulemusena keha läks üle algolekust mingisse teise - lõppolekusse. Sellist protsessi nimetatakse otseseks protsessiks. Protsessi, milles töötav keha läbib samad vahepealsed olekud, kuid vastupidises järjekorras, nimetatakse pöördprotsessiks.

Järelikult on pöördprotsessi iseloomustavad näitajad vastupidised otsesest protsessi iseloomustavatele näitajatele. Näiteks, kui otseses protsessis lasime gaasil paisuda, andes

talle juurde soojust, siis pöördprotsessis surume teda kokku, võttes soojust ära.

Teineteisele järgnevate otsese ja pöördprotsessi tulemusena viiakse töötav keha tagasi oma esialgsesse olekusse. Seda ei või öelda aga ümbritseva keskkonna kohta.

Selleks, et otsene protsess muutuks pöördprotsessiks, on reaalses tingimustes vajalikud lõplikud muutused ümbritsevas keskkonnas. Ainult tasakaalustatud protsessides selliseid muutusi ei nõuta - on tarvilikud ainult lõputult väikesed muutused.

Järelikult, kui otsene ja pöördprotsess on tasakaalustatud, siis nende järjestikulise toimumise tulemusena mitte ainult töötav keha, vaid ka ümbritsev keskkond lähevad tagasi esialgsesse olukorda. Selliseid protsesse nimetatakse tagastatavateks protsessideks. Järelikult tasakaalustatud protsessid on tagastatavad. Reaalsed protsessid on aga tagastamatud.

Termodünaamiliste protsesside paremaks kujutamiseks on levinud graafiline meetod. See meetod võimaldab terve rea küsimusi lahendada matemaatikat kasutamata ja annab piltliku ettekujutuse gaasi parameetrite muutusest.

Graafiliselt on võimalik kujutada ainult tasakaalustatud protsesse. Tasakaalustamata protsesse ei ole võimalik graafiliselt kujutada, sest nad kujutavad tervet rida olekuid, mida ei saa iseloomustada kogu gaasimassile iseloomulike parameetritega.

Protsessi kujutamiseks kasutatakse koordinaatteljestikku, kus abtsissteljel on tähistatud ruumala (1 kg gaasile erimaht) ja ordinaatteljel rõhk.

Vaatleme joonist 29. Olgu gaasi algparameetrid p_1 ; v_1 ; T_1 . Silindrisse, kus liigub vabalt kolb, on suletud 1 kg gaasi. Teades gaasi rõhku p_1 , kanname selle joonisele vastavas mastaabis lõiguna Ob ning gaasi erimahu v_1 kanname joonisele lõiguna Oa. Punktidest a ja b tõmbame telgedele ristsirged, mis lõikudes annavad punkti 1, mis iseloomustab protsessi algparameetreid.

Kui gaasi rõhk muutub mingi suuruse võrra, ületades välisrõhu teataval määral, siis kolb liigub paremale - gaa-

si ruumala suureneb ning toimub paisumine. Kandes graafikule üksteisele järgnevatele olekutele vastavad punktid, saame kõvera 1 - 2, mis näitab rõhu muutust olenevalt tema ruumalast. Lõppolukorrale vastav ruumala on joonisel kujutatud lõiguna v_2 ja lõpprõhk lõiguna p_2 .

Analoogiliselt võime koostada graafilise kujutise ka pöördprotsessile.

Kasutades juba tuntud võrrandit

$$pv = RT,$$

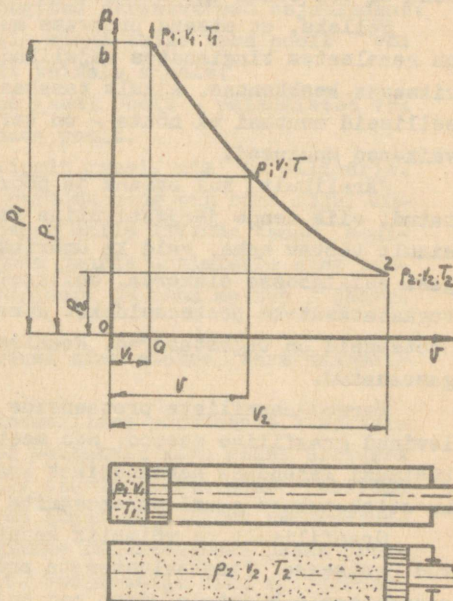
võime leida alati antud olukorrale vastava temperatuuri

$$T = \frac{pv}{R}.$$

Vaadeldes gaasi mahumuutuse protsessi võime öelda, et gaas teeb tööd. Paisumisel teeb gaas paisumistööd. Kokkusurumisel toimub gaasisiseste jõudude ületamine välisjõudude mõjul, milleks kulutatud tööd nimetatakse kokkusurumistööks.

Vaatleme joonist 30. Olgu silindris 1 kg gaasi. Silindris olev kolb saab vabalt liikuda. Ütleme, et mingil põhjusel gaas paisus ning kolb liikus selle tulemusena pikkuse dh võrra üles. Selle protsessi tulemusena tegi gaas välisjõudude ületamiseks tööd kauguses dl .

Oletame, et protsessi vältel gaasi rõhk ei muutunud. Siis võime võtta tehtud töö rõhujõu ja läbitud tee dh korrutisena. Gaasi rõhujõu P saame arvutada rõhu p ja kolvi pindala F korrutisena:



Joonis 29.

$$P = F \cdot p,$$

ning siit juba tehtud töö

$$dl = pF \cdot dl,$$

s.o. ühe kg gaasi poolt tehtud töö. Korrutis $F \cdot dl$ on väga väike gaasi mahu juurdekasv ning sellest tingituna võime võtta

$$F \cdot dl = dv,$$

millest saame

$$dl = pdv / \text{kg}.$$

Sama võrrand jääb kehtima ka väga väikestel rõhu muutustel. Leides integraali

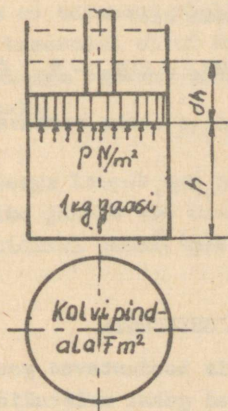
$$dl = \int_{v_1}^{v_2} pdv,$$

saame arvutada 1 kg gaasi poolt tehtava töö muutva rõhu korral.

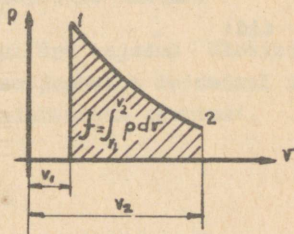
Ükskõik millise gaasimassi paisumisel tehtav töö on arvatav valemiga:

$$L = l \cdot m$$

kus m - gaasimass kg.



Joonis 30.



Joonis 31.

Täieliku töö võime saada ka asendades erimahu täieliku mahuga $V \text{ m}^3$:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv.$$

Kui võrdleme töö valemit $L = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$ ning graafiku aluse pindala valemit joonisel 31 $f = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$, siis on näha,

et töö $p - v$ teljestikus on kujutatav pindalaga, mis on piiratud protsessi kõveraga ja rõhu ordinaatidega.

Võrrandist $dl = p \, dv$ on näha, et töö on positiivne, kui $dv > 0$ ning negatiivne kui $dv < 0$.

Protsessides, kus ruumala muutust ei ole ($dv = 0$), paisumistööd ei esine.

Nagu näha, sõltub töö suurus protsessist, mis toimub gaasiga.

Jäaval rõhul saaksime eritööks, s.o. 1 kg gaasi poolt tehtavaks tööks:

$$l = p(v_2 - v_1) \text{ J/kg},$$

kus p - rõhk N/m^2 ,

v_1 - gaasi erimaht protsessi alguses m^3/kg ,

v_2 - gaasi erimaht protsessi lõpus m^3/kg .

Saadud võrrandi saab kirjutada ka:

$$l = p v_2 - p v_1 = R T_2 - R T_1 = R(T_2 - T_1) \text{ J/kg}.$$

Ükskõik millisele gaasikogusele oleks vastavad võrrandid:

$$L = p(V_2 - V_1) \text{ J},$$

$$L = GR(T_2 - T_1) \text{ J}.$$

6. GAASIDE SISEENERGIA

Nagu teada, on molekulid, mis moodustavad gaasi, pidevalt liikumises. Järelikult peavad gaasi molekulid omama

mingi energia. On tähele pandud, et osa soojusest, mis annab gaasile, ei muutu mehaaniliseks energiaks, vaid läheb gaasi temperatuuri tõstmiseks.

Seda gaasi energia osa, mis on seotud gaasimolekulide liikumise kiirusega ja nende massiga, nimetatakse gaasi kineetiliseks siseenergiaks.

Reaalgaasi molekulide vahel mõjub külgetõmbejõud, mis tingib ka potentsiaalse siseenergia olemasolu. Mida kaugemal on gaasi molekulid üksteisest, seda suurem on gaasi potentsiaalne siseenergia. Järelikult gaasi paisudes tema potentsiaalne siseenergia suureneb.

Kineetilise ja potentsiaalse siseenergia summat nimetatakse gaasi siseenergiaks, tähistatakse tähega U ning mõeldakse džaulides (kui siseenergia määratakse ükskõik millisele gaasi kogusele) ja J/kg (kui siseenergia võetakse 1 kg gaasi kohta).

Kindlale gaasi olekule, s.o. ruumalale, temperatuurile ja rõhule vastab kindel siseenergia. Järelikult võime siseenergiat lugeda samuti gaasi oleku parameetriks.

Idealgasil puuduvad molekulidevahelised külgetõmbejõud, seepärast puudub tal ka potentsiaalne siseenergia. Järelikult idealgasii siseenergia on ainult tema kineetiline siseenergia, mis on määratav gaasitemperatuuriga.

Seoses rahvusvahelise mõõtühikute süsteemi ellurakendamiseega on toimunud oluline muudatus soojushulga mõõtühikus. Varem kasutusel olnud kalori asemel kasutatakse SI süsteemis soojushulga ühikuna tööühikut džauli [J]. Seos kalori ja džauli vahel:

$$1 \text{ kal} = 4,1868 \text{ J}.$$

Seega langeb uus süsteemi puhul ära vajadus üleminekutegurite järele töö kaudu vastava soojushulga leidmisel ning vastupidisel juhul, mis tunduvalt lihtsustab arvutusi.

7. TERMODÜNAAMIKA ESIMENE SEADUS

Termodünaamika esimene seadus kujutab endast energia jäävuse seaduse erijuhtu, mis käsitleb ainult soojust ning tööd.

Seaduse mõtte saab kergesti avada, kui vaatleme gaasi, millele antakse juurde soojust, kusjuures gaas teeb tööd ning tema siseenergia muutub. Gaasile antud soojus läheb tema siseenergia suurendamiseks ja välise mehaanilise töö tegemiseks.

1 kg gaasi kohta võime kirjutada, kui anneme talle väga väikese koguse soojust:

$$dq = du + dl \text{ } \delta/\text{kg},$$

kus dq - gaasile antav soojushulk δ/kg ,

du - siseenergia muutus δ/kg ,

dl - gaasi poolt tehtud töö δ/kg .

Seda võrrandit nimetatakse termodünaamika põhivõrrandiks ehk termodünaamika esimeseks seaduseks. Lõpetatud protsessi kohta võime kirjutada:

$$q = u_2 - u_1 + l \text{ } \delta/\text{kg},$$

ükskõik millise gaasi koguse kohta

$$Q = U_2 - U_1 + L \text{ } \delta,$$

kus q ja Q - protsessist osavõttev soojushulk,

u_1 ja U_1 - gaasi siseenergia protsessi algul,

u_2 ja U_2 - gaasi siseenergia protsessi lõpul,

l ja L - välistöö kogu protsessi kestel.

Nagu me eespool nägime, on gaasi siseenergia U tema oleku parameeter. Olles gaasi molekulide liikumise vorm, on ta omane gaasile ka siis, kui ei toimu mingisuguseid parameetrite muutusi.

Välise töö tegemine ning soojusvahetus väliskeskkonnaga võivad toimuda ainult koos parameetrite muutusega. Vaetatud soojushulk Q ja tehtud töö L sõltuvad protsessi ise-

loomust. Sellepärast nimetatakse tööd ning protsessist osavõtvat soojust protsessi funktsioonideks.

Vaadeldes termodünaamika esimest seadust 1 kg gaasile

$$q = u_2 - u_1 + l.$$

Kui võtta $l = p(v_2 - v_1)$ (lk. 56), saame:

$$q = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1) \text{ ehk}$$

$$q = (u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1) \text{ J/kg.}$$

Võrrandi parem pool koosneb kahe suuruse vahest, mis on kujult sarnased

$$u + pv.$$

Seda suurust nimetatakse süsteemi entalpiaks i ehk süsteemi soojussisalduseks

$$i = u + pv.$$

Muutumatul rõhul toimuvates protsessides iseloomustab entalpia muutus protsessis tarbitud soojushulka

$$q = i_2 - i_1 \text{ J.}$$

Entalpia on töötava keha olekuparameeter ja tema dimensiooniks on džaul.

8. GAASIDE ERISOOJUS

Erisoojuseks nimetatakse soojushulka, mis on vajalik ühe ühikulise koguse aine temperatuuri tõstmiseks 1° võrra mingis termodünaamilises protsessis.

Olenevalt valitud ühikust võib gaasidel olla massiline, mahuline ja molekulaarne erisoojus.

Massiline erisoojus on 1 kg gaasi soojendamiseks vajalik soojushulk. Tähistatakse c . Teda on võimalik määrata:

$$c = \frac{q}{t_2 - t_1} \text{ J/kgdeg,}$$

kus q - 1 kg gaasi kuumutamiseks vajalik soojushulk,
 t_1 ja t_2 - gaasi alg- ja lõpptemperatuur.

Jääval ruumalal määratud massiline erisoojus tähistatakse c_v J/kg.deg ja jääval rõhul määratud erisoojus c_p /kg.deg.

Mahuline erisoojus on soojushulk, mis on vajalik 1 m³ gaasi temperatuuri tõstmiseks 1° võrra normaaltingimustes (273°K ja rõhul $p = 101325$ N/m²).

$$C = \frac{Q}{t_2 - t_1} \text{ J/m}^3 \cdot \text{deg},$$

kus Q - 1 m³ soojendamiseks vajalik soojushulk,
 t_1 ja t_2 - gaasi alg- ja lõpptemperatuur.

Molekulaarerisoojuseks nimetatakse soojushulka, mis on vajalik 1 mooli temperatuuri tõstmiseks 1° võrra:

$$c_v = \frac{Q}{M(t_2 - t_1)} \text{ J/kmol} \cdot \text{deg},$$

kus Q - kulutatud soojushulk J,
 M - moolide arv,
 t_1 ja t_2 - alg- ja lõpptemperatuur.

Üksikud erisoojused on omavahel seotud järgmiselt:

$$c = \frac{c_v}{M} \text{ J/kg} \cdot \text{deg},$$

kus M - suhteline molekulaarmass.

$$c = \frac{C}{\rho} = c_{v0} \text{ J/kg} \cdot \text{deg},$$

kus ρ - gaasi tihedus kg/m³,
 v_0 - erimaht normaaltingimustes m³.

$$C = \frac{c_v}{22,4} \text{ J/m}^3 \cdot \text{deg},$$

kuna normaaltingimustes on iga kilomooli gaasi maht 22,4 m³.

9. ERISOOJUS JÄÄVAL MAHUL JA JÄÄVAL RÕHUL

Aine erisoojus sõltub protsessi liigist. Termodünaamikas on eriti olulised kaks protsessi:

- 1) kuumutamine või jahutamine muutumatul mahul,
- 2) kuumutamine või jahutamine muutumatul rõhul.

Vastavalt sellele kasutatakse erisoojuseid muutumatul mahul ja muutumatul rõhul.

Kuumutamine jääval mahul kujutab gaasi kuumutamist nõus, mis on hermeetiliselt suletud. Sel juhul 1 kg gaasi kohta kehtib seadus:

$$q = q_v = C_v(t_2 - t_1).$$

Siinjuures gaasi paisumistöö $l = 0$ ja järelikult kogu gaasile antud soojus läheb tema siseenergia muutmiseks $u_2 - u_1$ ning temperatuuri tõstmiseks t_1 kuni t_2 , s.o.

$$u_2 - u_1 = C_v(t_2 - t_1). \quad (1)$$

Nagu me varasemast teame, vastab ühele ja samale ideaalgaasi temperatuurile üks ja sama siseenergia. Siseenergia muutus, mida näitab valem (1), vastab igale protsessile, kus gaasi temperatuur muutub t_1 kuni t_2 .

Kuumutamise jääval rõhul võime saada gaasi kuumutamisel silindris, kus liigub kolb, millele on rakendatud muutumatu koormus. Sellisel juhul gaasi soojendamisel gaas mitte ainult ei kuumene, vaid ka paisub, tehes sealjuures tööd. 1 kg gaasi kohta saaksime:

$$q = q_p = c_p(t_2 - t_1).$$

Gaasile antud soojusest läheb osa siseenergia tõstmiseks koguses

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1),$$

osa aga läheb mehaanilise paisumistöö tegemiseks koguses

$$R(t_2 - t_1).$$

Järelikult võime kirjutada:

$$C_p(t_2 - t_1) = C_v(t_2 - t_1) + R(t_2 - t_1),$$

siit

$$C_p = C_v + R.$$

Võrrandist on näha, et erisoojus jääval rõhul on suurem erisoojusest jääval mahul gaasikonstandi R võrra, s.o. töö võrra, mida teeb 1 kg gaasi paisumisel, kui tema temperatuur tõsta 1° võrra.

Tehnilises termodünaamikas kasutatakse sageli suhet:

$$k = \frac{C_p}{C_v}.$$

Üheaatomiliste gaaside jaoks $k = 1,667 = \frac{5}{3}$, kaheaatomilistele gaasidele $k = 1,4 = \frac{7}{5}$, kolmeaatomilistele gaasidele (ligikaudu) $k = 1,285 = \frac{9}{7}$. Kasutades suhet saame:

$$kc_v = c_v + R,$$

kust

$$c_v = \frac{R}{k-1} \text{ J/kg.deg.},$$

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \text{ J/kg.deg.}$$

10. GAASIDE PÕHILISED TERMODÜNAAMILISED PROTSESSID

Termodünaamika uurib põhiliselt selliseid protsesse, kus keha parameetrite muutus määratakse lihtsaimate tingimustega, näiteks muutumatu rõhk, ruumala jne.

Tegelikes töötingimustes kulgevad termodünaamilised protsessid tunduvalt keerulisemalt, kuid ka reaalses seadmetes toimuvaid protsesse võime ligikaudu vaadelda toetudes termodünaamika põhilistele protsessidele.

A. Isohooriline protsess

Isohooriline protsess toimub jääval ruumalal. Protsessi põhilisteks nõueteks on:

$V = \text{const}$, kui p ja T muutuvad.

Praktiliselt oleks see hermeetiliselt suletud nõusse paigutatud gaasi kuumutamine või jahutamine. Soojendamisel gaasi temperatuur ja rõhk suurenevad, jahutamisel aga vähenevad.

Parameetrite vahelised seosed 1 kg gaasi kohta:

$$pv = RT \text{ kui } v = \text{const},$$

siis

$$\frac{p}{T} = \text{const}.$$

Üleminekul olekust p_1, T_1 (joon.32) olekusse p_2, T_2 saame eelneva põhjal $\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$ või $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$, s.o. isohoorilises protsessis gaasi rõhk muutub võrdeliselt tema absoluutse temperatuuriga.

Isohoorilist protsessi kujutav graafik p - v teljestikus kujutab endast vertikaalset sirget (joon. 32), mida nimetatakse isohooriks. Joonisel

32 on antud isohoor juhul, kui gaasile antakse soojust juurde, mille tulemusel gaasi temperatuur ja rõhk tõusevad.

Protsessis kulutatud soojus:

$$q_v = C_v(t_2 - t_1) \delta.$$

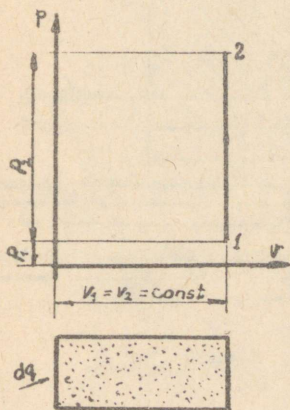
Nagu varem juba teada, ei tee gaas isohoorilises protsessis tööd ($l = 0$).

Kogu gaasile antud soojus või gaasilt võetud soojus läheb siseenergia muutmiseks:

$$u_2 - u_1 = c_v(t_2 - t_1),$$

järelikult

$$u_2 - u_1 = q_v.$$



Joonis 32.

B. Isobaariline protsess

Isobaariline protsess toimub jääval rõhul. Protsessi tingimused: $p = \text{const}$ kui V ja T muutuvad. Praktikas võib isobaariline protsess toimuda silindris, mis on suletud kolviga ja millele on rakendatud muutumatu koormus (joon. 33). Soojuse juurdejuhtimisel gaasi maht ja temperatuur kasvavad, jahutamisel aga vähenevad.

Seos parameetrite vahel 1 kg gaasi kohta:

$$pv = RT \text{ kui } p = \text{const.},$$

siis

$$\frac{v}{T} = \text{const.},$$

järelikult: isobaarilises protsessis gaasi ruumala on võrdeline tema absoluutse temperatuuriga.

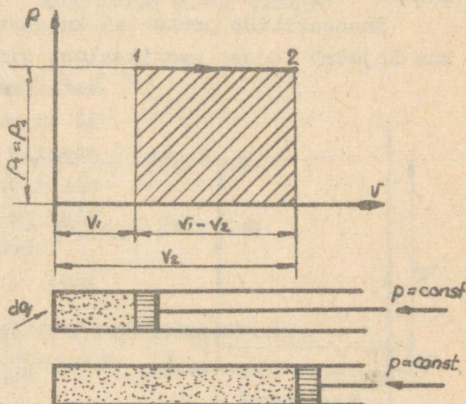
Isobaarilise protsessi graafiline kujutamine $p - v$ teljestikus on toodud joonisel 33. Joont, mis kujutab isobaarilist protsessi, nimetatakse isobaariks. Joonisel toodud näide kujutab olukorda, kus gaasile juhitakse soojust juurde.

Gaasi soojendamisel tema ruumala suureneb v_1 kuni v_2 , samaaegselt kasvab temperatuur T_1 kuni T_2 . Paisumisel tehtud tööle vastav pindala on joonisel viirutatud.

Gaasi jahutamisel isobaariliselt on olukord vastupidine. Gaasi poolt tehtud tööd isobaarilises protsessis vaatlesime juba eespool. Toome ära ainult vastavad valemid:

$$1 \text{ kg gaasile: } \quad l = p(v_2 - v_1) \text{ J/kg,}$$

$$l = R(t_2 - t_1) \text{ J/kg.}$$



Joonis 33.

Mistahes gaasi kogusele:

$$L = p(V_2 - V_1) \text{ J},$$

$$L = mR(t_2 - t_1) \text{ J}.$$

Protsessist osavõtva soojushulga saab määrata:

1 kg gaasile:

$$q = c_p(t_2 - t_1) \text{ J/kg}.$$

C. Isotermiline protsess

Isotermiliseks nimetatakse termodünaamilist protsessi, mis toimub muutumatul temperatuuril.

Protsessi tingimused: $T = \text{const}$ kui v ja p muutuvad. Ideaalgaasi puhul viitab muutumatu temperatuur muutumatule siseenergiale. Toetudes sellele peaks termodünaamika esimehne seadus

$$dq = du + dl \text{ võtma kujul:}$$

$$dq = dl, \text{ kuna } du = 0$$

ehk teisiti

$$q = l.$$

Ülalöeldust järeldub, et kogu isotermilisel paisumisel gaasile antav soojus läheb paisumistööks ning isotermilisel kokkusurumisel gaasile antav energia muutub soojuseks.

Praktiliselt võiksime isotermilist protsessi vaadelda nagu õhu aeglast kokkusurumist silindris tugeva jahutuse korral.

Seos parameetrite vahel 1 kg gaasile:

$$pv = RT, \text{ kuna } T = \text{const, siis}$$

$$pv = \text{const}.$$

Isotermilises protsessis kahe olukorra vahel on seos:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

Isotermilise protsessi graafik pv teljestikus joonisel 34 koostatakse lähtudes seosest $pv = \text{const}$, mis annab meile võrdhaarse hüperbooli. Isotermilist protsessi kujutavat joont nimetatakse isotermiks.

Joonisel 34 on näidatud isotermaalise paisumise protsess. Ruumala suureneb sama palju kordi, kui palju kordi väheneb rõhk. Gaasile antud kogu soojus on ekvivalentne tehtud tööga. Pv on välisrõhust tekitatud jõud kolvil. Gaasi paisumisel tehtud töö 1 kg gaasi kohta saame leida valemist:

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ J/kg.}$$

Asendades võrrandis loomuliku logaritmi küm-
nendlogaritmiga, saame

$$l = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1}.$$

Lähtudes seosest

$$p_1 v_1 = p_2 v_2$$

Joonis 34.

võime suhte $\frac{v_2}{v_1}$ asendada suhtega $\frac{p_1}{p_2}$. Siis

$$l = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{p_1}{p_2} \text{ J/kg.}$$

Protsessist osavõtva soojushulga saame sama valemi jär-
gi. Võttes arvesse, et $p v = RT$, saaksime

$$q = 2,3 RT \lg \frac{v_2}{v_1} \text{ J/kg.}$$

D. Adiabaatiline protsess

Adiabaatiline protsess kulgeb ilma soojusvahetuseta
ümbritseva keskkonnaga. Seda saaks matemaatiliselt väljenda-
da $q = 0$.

Olekuparameetrid p , v ja T on adiabaatilises protsessis
muutuvad.

adiabaatilise protsessi puhul peab gaas olema suletud
silindrisse, millel on ideaalne soojusisolatsioon. Praktikas

võib selline protsess toimuda vaid väga lühikese aja jooksul, kuna vastavat soojusisolatsiooni ei ole olemas. Sellisel juhul ei jõua soojusvahetus protsessi lühiaegsuse tõttu toimuda.

Kuna kokkusurumise ja paisumise protsessid aurumasinate ja sisepõlemismootorites toimuvad väga kiiresti, võib neid protsesse ligilähedaselt lugeda adiabaatilisteks.

Lähtudes termodünaamika põhvõrrandist

$$dq = du + dl \text{ saaksime, kui } dq = 0$$

$$du + dl = 0 \text{ või}$$

$$du = -dl \text{ ehk lõplikul kujul}$$

$$u_2 - u_1 = -l.$$

Nagu näha on adiabaatilises protsessis siseenergia muutus võrdne tehtud tööga, mis on vastasmärgiga. Tähendab paisumistöö tehakse siseenergia vähenemise arvel, järelikult väheneb ka gaasi temperatuur. Adiabaatilisel kokkusurumisel läheb aga kogu kulutatud töö gaasi siseenergia tõstmiseks.

Kogu protsessi kestel parameetrid p , v , T muutuvad, seosed üksikute parameetrite vahel on järgmised:

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1} = \text{const.} \quad (1)$$

Teisendades antud võrrandit saame:

$$T v^{k-1} = \frac{T}{v} v^k = \frac{p}{R} v^k = \text{const.}$$

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{const.} \quad (2)$$

Et saada seost temperatuuri ja rõhu vahel, võtame esimesest võrrandist k -juurde, saame:

$$\frac{1}{p^{\frac{1}{k}} v} = p^{\frac{1}{k}} \frac{RT}{p} = \frac{RT}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{const.},$$

kust saame

$$\frac{T}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{const.} \text{ ehk } \frac{T_1}{p_1^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T_2}{p_2^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Olgu selgituseks öeldud, et algvõrrand

$$T v^{k-1} = \text{const.}$$

on saadud võrrandist

$$du + dl = 0.$$

Suurust k nimetatakse adiabaadi astendajaks ning

$$k = \frac{C_p}{C_v}.$$

Joonisel 35 on kujutatud adiabaatilise paisumise protsess. Teades võrrandit $p v^k = \text{const.}$ võime adiabaadi välja joonestada punkthaaval. Kriipsjoonega on toodud isotermlise

protsessi graafik. Nagu näha, toimub adiabaatilises protsessis rõhu langus kiiremini kui isotermlises protsessis. Pv on välisjõudude mõju kolvile.

Protsessis tehtud töö saame seosest

$$-du = 1.$$

Seda seost teisendades

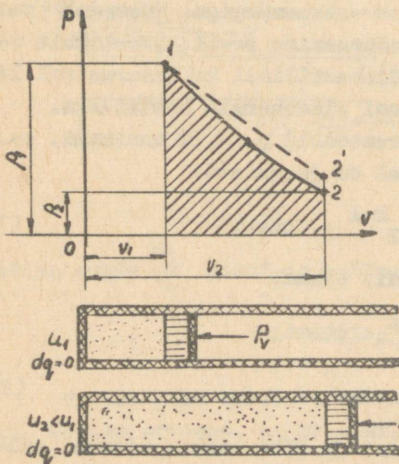
$$u_1 - u_2 = C_v(t_1 - t_2)$$

saamegi töö 1 kg gaasile.

$$1 = C_v(t_1 - t_2) \text{ J/kg,}$$

kuna

$$C_v = \frac{R}{k-1} \text{ ja } t_1 - t_2$$



Joonis 35.

võime asendada $T_1 - T_2$, saame:

$$1 = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{P_1 v_1 - P_2 v_2}{k-1}.$$

Võime kirjutada ka:

$$1 = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

Leitud valemis võime asendada

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

ning saame:

$$1 = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

või

$$1 = \frac{p}{k-1} v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

kus vajaduse korral võib asendada:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}.$$

Töö arvutusvalemi valikul tuleb lähtuda arvutuse lihtsusest ning valida tee, mis viib kõige kiiremini sihile. Töö kokkusurumisel arvutatakse samade valemitega, kuid tulemuseks saadakse negatiivne suurus, mis näitab, et töö kulutatakse ümbritseva keskkonna poolt.

Nagu graafikust joonisel 35 on näha, on adiabaatilises protsessis tehtud töö väiksem isothermilises protsessis tehtud tööst samade algparameetrite ja lõppruumala puhul. Tuleb silmas pidada, et adiabaatilisel kokkusurumisel on olukord aga vastupidine, s.o. samade algparameetrite juures on lõpprõhk suurem kui isothermilisel kokkusurumisel, järelikult ka tehtud töö on suurem.

E. Polütroopne protsess

Vaadeldes eelmisi termodünaamilisi protsesse nägime, et kõigil juhtudel saime neid protsesse väljendada matemaatiliselt võrrandiga, mis sisaldas endas parameetreid p ja v .

1) $v = \text{const.}$; 2) $p = \text{const.}$; 3) $pv = \text{const.}$;

4) $pv^k = \text{const.}$ Joonisel 36 on need protsessid kujutatud vastavate kõveratega, mis kõik läbivad ühte punkti 1. Kui nüüd võrrandis $pv^k = \text{const.}$ asendada suurus $k = \frac{cp}{cv}$ ükskõik millise arvuga, mida tähistame n , siis saame uue seose:

$$pv^n = \text{const.},$$

mis haarab väga suure protsesside arvu. Kõveraid, mis on

joonistatud selle seaduse järgi mistahes n väärtuste puhul, nimetatakse polütroopideks ja nende poolt kujutatud protsessesse polütroopseteks.

Kui erandjuhul $n = k$; $n = 1$; $n = 0$ ja $n = +\infty$, siis on meil tegemist vastavalt adiabaatilise, isotermilise, isobaarilise ja ischoorilise protsessiga.

Seosed parameetrite vahel on sarnased seostega adiabaatilises protsessis. Protsessile vastavad matemaatilised võrrandid saab adiabaatilise protsessi vastavatest võrranditest, asendades neis astendaja k astendajaga n . Sel viisil saaksime:

$$pv^n = \text{const.},$$

$$Tv^n = \text{const.},$$

$$\frac{T}{p^{\frac{n-1}{n}}}.$$

Protsessis tehtud töö suuruse määramisel võib kasutada vastavalt muudetud võrrandeid adiabaatilise protsessi kohta. Järelikult

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) \delta/\text{kg},$$

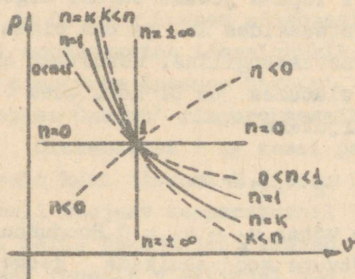
$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \delta/\text{kg}.$$

Protsessis kulutatud soojust saab samuti määrata samade valemite abil:

$$q = c(T_2 - T_1).$$

Polütroobi astendaja n järgi on kerge otsustada temperatuuri muutuse üle protsessis ja tarbitud soojuste määri üle. Nimelt kui polütroopsel kokkusurumisel $n > 1$, temperatuur tõuseb, kui $n < 1$, temperatuur väheneb. Paisumisel on olukord vastupidine.

Kui polütroopsel kokkusurumisel $n > k$, toimub soojuste juurdejuhtimine ja kui $n < k$, soojuste ärajuhtimine. Paisumisel on olukord jällegi vastupidine.



Joonis 36.

11. TERMODÜNAAMIKA TEINE SEADUS

Termodünaamika teine seadus esitab soojuse mehaaniliseks tööks muutumise tingimused.

Silindrisse suletud gaas võib teha tööd mistahes paisumisprotsessis $A \rightarrow B$ temale antud soojuse arvel (joon. 37), kuid ühes protsessis gaasi poolt tehtav töö on piiratud. Et sama protsessi korrata, tuleks gaas viia esialgsesse olukorda tagasi mingisuguse kokkusurumisprotsessi $B \rightarrow A$ kaudu. Kokkusurumisel tuleb aga teha teataval hulgal tööd. Kui paisumistöö $A \rightarrow B$ on suurem kokkusurumistööst $A \rightarrow B$, siis nende kahe protsessi järjestikulisel läbiviimisel saame teatud koguse kasulikku tööd $A \rightarrow B \rightarrow A$, mis on piiratud mõlema protsessi kõverate poolt.

Sellist üksteisele järgnevate termodünaamiliste protsesside kogumit, mille tulemusena töötav keha pöördub tagasi algolekusse, nimetatakse ringprotsessiks ehk tsüklikuks. Tsükkel võib korduda piiramatult arv korda. Toodud põhimõttele on rajatud soojusmasinate töö, mis katkematult muudavad soojust mehaaniliseks energiaks.

Termodünaamikas vaadeldakse ainult tagastatavaid tsükleid, s.o. neid, mis koosnevad ainult tasakaalustatud protsessidest. Reaalsete masinate tsüklid on tagastamatud, kuid ka neid vaadeldakse $p-v$ diagrammis suletud kõveratena, mida nimetatakse indikaatordiagrammiks.

Ringprotsessi vabalt valitud punkti võib võtta algpunktiks, kuid ta peab olema siis ka lõpp-punkt. Näiteks punkt A

joonisel 37. Kuna protsessi lõpuks jõuame tagasi algolukorda, peab siseenergia muutus protsessides $A \rightarrow B$ ja $B \rightarrow A$ olema võrdne absoluutväärtuselt, kuid vastasmärgiline. Resultant siseenergia muutus kogu protsessi ulatuses on 0. Kasutades termodünaamika esimest seadust kirjutame:

$$q = u_2 - u_1 + l.$$

Ringprotsessile peame võtma $u_2 - u_1 = 0$. Soojushulga all mõistame protsessist osavõtvate soojushulkade geomeetfilist summat.

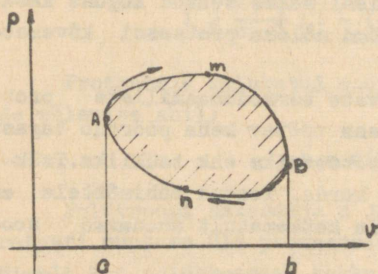
Olgu

$$q = q_1 - q_2,$$

kus q_1 - protsessis gaasile antud soojushulk,
 q_2 - protsessis gaasilt võetud soojushulk.

Tähistame l_0 protsessis tehtud kasulikku tööd, mis on kujutatud pindalaga $A \rightarrow B \rightarrow A$. Siis võime kirjutada 1 kg gaasile soojusvõrrandi:

$$q_1 - q_2 = l_0.$$



Joonis 37.

Ringprotsessi termilise kasuteguriga η_t all mõistame tööks muutunud soojushulga suhet soojushulgaga, mis on saadud soojusandjalt.

$$\eta_t = \frac{l_0}{I} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Saadud võrrandist on näha, et kasutegurit suurendamiseks tuleks vähendada suhet q_2/q_1 , s.o. vähendada äraantavat soojushulka, kusjuures gaasile antav soojushulk jääb samaks.

Praktikas on alati $\eta_t < 1$, kuna $q_2 > 0$. Reaalsetes masinates ulatub η_t kuni 0,4.

Vaatleme ringprotsessi, mis koosneb kahest isothermist AB ja CD ning kahest adiabaadist BC ja DA. Sellise tsükli kui soojusmasina ideaaltsükli soovitas kasutusele võtta prantsuse insener Carnot', millest tingituna seda kutsetakse Carnot' ringprotsessiks.

Oletame, et 1 kg gaasi paisub algolekust A isothermiliselt kuni olekuni B (joon. 38). Sealjuures gaas saab q_1 džauli soojust temperatuuril T_1 . Selle tagajärjel kasvab gaasi ruumala v_A -lt kuni v_B -ni ning teeb tööd, mis vastab pindalale ABba ning on ekvivalentne juurdetoodud soojusega.

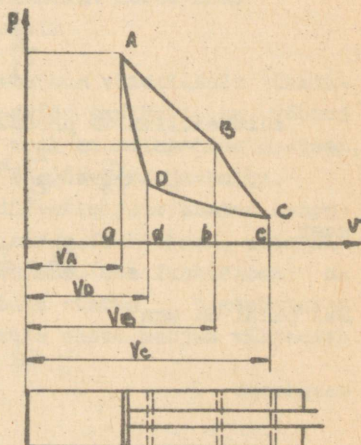
Punktis B soojuse juurdeandmine lõpetatakse. Gaas jätkab paisumist, kuid juba mööda adiabaati BC, kuni ruumala kasvab suuruseni v_C . Samaaegselt teeb gaas tööd, mis vastab pindalale BCcb. Töö tehakse gaasi siseenergia arvel, mille tõttu temperatuur langeb T_1 kuni T_2 -ni.

Punktis C algab gaasi kokkusurumine mööda isothermi

CD kuni tema ruumala väheneb v_D -ni. Isothermilisel kokkusurumisel kulutatakse töö, millele vastab pindala CDdc, kusjuures gaasilt võetakse ära soojushulk q_2 . Protsess toimub temperatuuril T_2 . Isothermiline kokkusurumine lõpetatakse punktis D, mis valitakse nii, et edasisel adiabaatilisel kokkusurumisel gaas jõuaks tagasi algpunkti A.

Adiabaatilisel kokkusurumisel kulutatav töö vastab pindalale DAad ning läheb gaasi siseenergia suurendamiseks, kusjuures temperatuur tõuseb T_2 kuni T_1 .

Protsessi käigus saab gaas soojushulga q_1 ja annab ära q_2 ning teeb kasulikku tööd l_0 , millele vastab pindala ABCD.



Joonis 38.

Kasutegur

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Kuna soojuse juurdejuhtimine ja ärajuhtimine toimub isothermiliselt, siis

$$q_1 = 2,3 RT_1 \lg \frac{v_B}{v_A} \quad \text{ja} \quad q_2 = 2,3 RT_2 \lg \frac{v_C}{v_D}.$$

Jagades võrrandi vasakud ja paremad pooled saame:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2 \lg \frac{v_C}{v_D}}{T_1 \lg \frac{v_B}{v_A}}.$$

Adiabaatilistes protsessides BC ja DA saame:

$$\frac{v_C}{v_B} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k-1} \quad \text{ja} \quad \frac{v_D}{v_A} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{k-1},$$

kust

$$\frac{v_C}{v_B} = \frac{v_D}{v_A} \quad \text{ehk} \quad \frac{v_C}{v_D} = \frac{v_B}{v_A}.$$

Sel puhul on aga

$$\lg \frac{v_C}{v_D} = \lg \frac{v_B}{v_A},$$

seepärast

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1},$$

pannes saadud seose kasuteguri valemisse, saame:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Siit järeldub:

- 1) termiline kasutegur sõltub ainult soojusandja ning jahutaja temperatuurist;
- 2) kasutegur kasvab algtemperatuuri kasvamisel ning jahutaja temperatuuri vähendamisel;
- 3) $\eta_t = 0$ kui $T_1 = T_2$, mistõttu ilma temperatuuride vaheta soojusandja ning jahutaja vahel ei ole võimalik soojust muuta mehaaniliseks energiaks;
- 4) kasutegur on alati väiksem ühest, kuna selleks, et saada kasutegur $\eta_t = 1$, peab kas $T_1 = \infty$ või $T_2 = 0$, mis pole aga kumbki saavutatav.

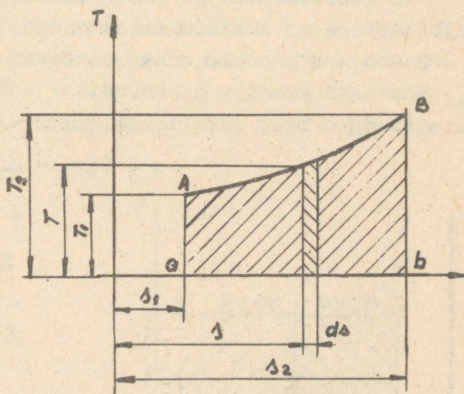
Järelikult ei ole võimalik muuta mehaaniliseks tööks kogu soojust, mille gaas saab soojusandjalt. Lähtudes sellest võime sõnastada ka teise termodünaamika seaduse: selleks, et saada ringprotsessis tööd, on vajalik temperatuuride erinevus soojusandja ning jahutaja vahel ning ainult osa gaasile antud soojusest muutub mehaaniliseks tööks.

12. TERMODÜNAAMILISTE PROTSESSIDE KUJUTAMINE

T - s DIAGRAMMIS

Selleks, et oleks võimalik teostada võimalikult üksikasjalikku termodünaamiliste protsesside analüüsi, on võetud kasutusele peale p - v teljestiku veel koordinaatide süsteem, mis võimaldab määrata protsessist osavõtva soojushulga.

Sellise süsteemi korral on ordinaatteljele kantud temperatuur T, abtsissteljele aga keha oleku funktsioon, mida nimetatakse entroopiaks ja tähistatakse S. See funktsioon on valitud nii, et T-s diagrammis vabalt võetud tagastatavas protsessis AB (joon. 39) 1 kg gaasile antud soojus väljendub pindalana ABba.



Joonis 39.

Elementaarprotsessis

$$dq = Tds,$$

järelikult tagastatavas protsessis võrdub entroopia muutus

$$ds = \frac{dq}{T}$$

siin dq - väikene juurdejuhitud soojushulk,

T - absoluutne temperatuur, mida omab soojust andev keha.

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} \text{ kehtib protsessis 1 - 2,}$$

siin q - gaasile antud soojushulk,

$S_2 - S_1$ - keha entroopia muutus antud protsessis.

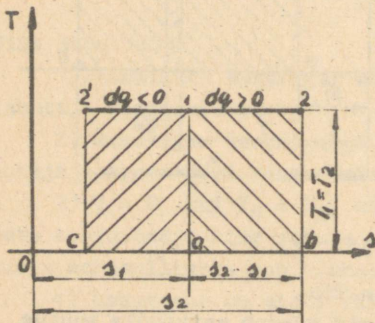
Valemit kasutatakse entroopia muutuse leidmiseks protsessides, kus gaasile antud soojushulk on leitav teadaoleva soojusmahtuvuse kaudu. Valemi $q = \int_{S_1}^{S_2} T ds$ abil on võimalik konstrueeritud T - s diagrammil leida protsessist osavõttev soojushulk mistahes gaasi oleku muutusel.

Entroopia mõõtühikuks on $J/kg \cdot deg$.

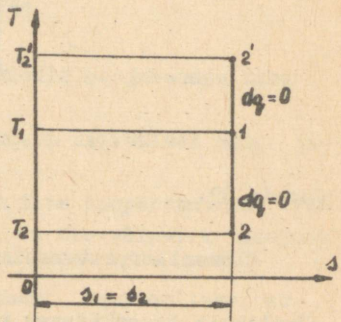
Vaatleme kuidas on võimalik T - s diagrammis kujutada põhilisi termodünaamilisi protsesse.

1. Isotermiline protsess (joon. 40) $T = const.$, järelikult isoterm on horisontaalne sirge 1 - 2. Ristküliku 1 - 2 - b - a pindala annab vastavas mastaabis soojushulga q_1 , mis anti gaasile protsessis 1 - 2. Soojushulga saab arvutada: $dq = T ds$, järelikult kui $T = const.$, siis

$$q = T(s_2 - s_1).$$



Joonis 40.



Joonis 41.

Isotermilisel paisumisel toimub protsess 1 - 2, s.t. juhitakse juurde soojust ja süsteemi entroopia kasvab. Isotermilisel kokkusurumisel toimub protsess 1 - 2, s.t. soojust juhitakse ära ning süsteemi entroopia väheneb.

2. Adiabaatiline protsess (joon. 41). Kuna protsessis ei toimu soojusvahetust, siis $ds = 0$ ning $s = \text{const}$. Tasakaalustatud adiabaatilistes protsessides entroopia ei muutu. Viimatiöeldu põhjal on adiabaat T - s diagrammis vertikaalsirge. Kuna protsessis 1 - 2 temperatuur langeb, sest $T_1 > T_2$, on tegemist adiabaatilise paisumisega. Protsess 1 - 2 on aga adiabaatiline kokkusurumine.

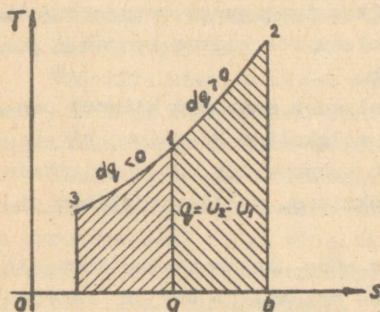
3. Isokooriline protsess (joon. 42). Protsessis kulutatud soojust on arvutatav

$$dq = C_v dT,$$

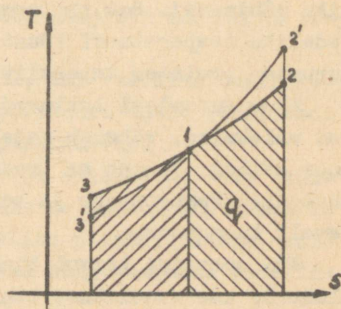
millest lähtudes entroopia muutus

$$S_2 - S_1 = 2,3 C_v \lg \frac{T_2}{T_1}.$$

Saadud võrrandist võib järeeldada, et isokoor on logaritmiline kõver T - s diagrammis. Pindala 1-2-a-b annab soojushulga q , mis võtab protsessist osa. Protsessis 1 - 2 toimub soojuste juurdejuhtimine ($ds > 0$), mis on seotud temperatuuri ja rõhu kasvuga. Protsessis 1 - 3 toimub soojuste ärajuhtimine ($ds < 0$), millega kaasneb temperatuuri ja rõhu langus.



Joonis 42.



Joonis 43.

4. Isobaariline protsess (joon. 43). Protsessist osavõtvast soojushulga saab arvutada

$$q = C_p dT,$$

siit saame entroopia muutuse

$$S_2 - S_1 = 2,3 C_p \lg \frac{T_2}{T_1}.$$

Nagu isohooriliseski protsessis saame T-s diagrammis logaritmilise kõvera. Kõvera alune pindala annab jällegi protsessist osavõtnud soojushulga. Protsessis 1 - 2 toimub gaasi soojendamine ($ds > 0$) - isobaariline paisumine. Protsessis 1 - 3 toimub gaasi jahutamine ($ds < 0$) - isobaariline kokkusurumine. Nagu joonisest 43 näha, on $p = \text{const.}$ kõver T-s diagrammis lamedam kui $v = \text{const.}$ kõver. See on tingitud sellest, et $C_p > C_v$.

13. VEEAUR

Aurustamiseks nimetatakse vee või mõne teise vedeliku muutumist auruks. Auru tekkimine võib toimuda auramise ja keemise teel.

Auramine on auru tekkimine vedeliku pinnal. Selle tingib üksikute vedeliku molekulide lahkumine vedeliku pinnast nende suure kiiruse tõttu. Samuti võib osa ümbritsevas keskkonnas olevast vedeliku molekulidest pöörduda tagasi vedeliku põhimassi. See protsess toimub igasugusel temperatuuril. Vedeliku temperatuuri tõustes molekulide kiirus kasvab ja auramise protsess intensiivistub.

Kuna auramisel lahkuvad vedelikust suuremat kiirust omavad molekulid, väheneb vedeliku molekulide keskmine kiirus, koos sellega langeb ka vedeliku temperatuur. Et säilitada muutumatu temperatuur ja auramiskiirus, tuleks vedelikku pidevalt kuumutada.

Kui auramine toimub kinnises nõus, tekib teatud momendil olukord, kus vedelikust lahkuvate molekulide arv on võrdne vedelikku tagasipöörduvate molekulide arvuga. Tekib nn. lii-

kuv tasakaal. Vedeliku kohal oleva auru kogus ning rõhk saavutavad maksimaalse väärtuse antud vedeliku temperatuuri puhuks. Vedeliku kohal olev ruum on küllastunud aurust ning auru nimetatakse küllastunud auruks.

Küllastunud aur omab sama temperatuuri kui vedelik, millest ta tekkis.

Küllastunud auru rõhk igal kindlal temperatuuril on muutumatu suurus.

Küllastunud auru temperatuuri antud rõhul p nimetatakse küllastumistemperatuuriks t_s .

Kui muutumatul temperatuuril vähendada küllastunud auru mahtu, siis osa auru veeldub, kui aga suurendada mahtu, aurustub osa vedelikku.

Kui suurendada vedeliku temperatuuri pärast küllastunud auru saamist, suureneb jällegi auramine ning tasakaal saavutatakse uuesti pärast auru teatava rõhu saavutamist. Järelikult rõhk, millel tekib küllastunud aur, sõltub temperatuurist ja temperatuuri tõustes küllastunud auru rõhk tõuseb.

Keemiseks nimetatakse auru tekkimist kogu vedeliku mahus.

Kui kuumutada vett lahtises nõus ja jääval välisrõhul, siis temperatuuri tõustes aurumine kasvab. Algul aurumine toimub ainult vedeliku pinnal, kuid teataval temperatuuril hakkavad auru mullid tekkima ka nõu seintel ja vedelikus endas. Mullid tõusevad vedeliku pinnale ning purunevad seal. Vedeliku pinnal tekib tugev lainetus. Vedeliku sees toimuvad intensiivsed liikumised. See nähtuste kompleks kujutabki endast keemisprotsessi.

Vedeliku keemine algab momendil, kui vedeliku temperatuur saavutab küllastunud auru temperatuuri antud rõhul. Seda temperatuuri nimetatakse keemistemperatuuriks.

Küllastunud aur võib olla kuiv ja niiske. Kuivaks küllastunud auruks nimetatakse auru, mis on saanud kogu vedeliku aurustumisel. Ta ei sisalda vedeliku piisku. Niiske küllastunud aur sisaldab vedeliku piisku ning saadakse vedeliku mittetäielikul aurustumisel.

Kuiva auru suhtelist osakaalu niiskes aurus nimetatakse kuivusastmeks ja tähistatakse x . Vedeliku osakaalu niiskes aurus nimetatakse niiskusastmeks ja tähistatakse y , järelikult

$$x + y = 1.$$

Kuival aurul $x = 1$; vedelikul $y = 1$.

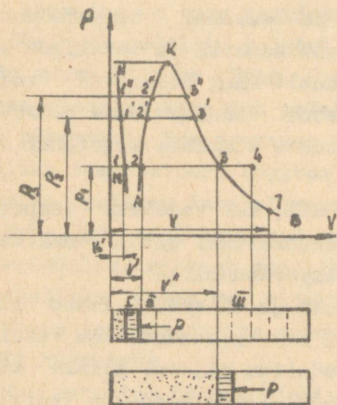
Näiteks kui niiske aur omab kuivusastme $x = 0,9$, siis 1 kg auru sisaldab 0,9 kg kuiva auru ja 0,1 kg vett. Küllastunud auru olekut määravad rõhk, keemistemperatuur ja kuivusaste.

Kui niisket küllastunud auru, mis on vedelikust eraldatud, kuumutada jääval rõhul, toimub algul üleminek kuivaks auruks. See toimub jääval temperatuuril. Hiljem aga algab auru temperatuuri tõus, mida nimetatakse ülekuumenemiseks. Ülekuumutatud auruks nimetatakse auru, mille temperatuur on kõrgem samarõhulise küllastunud auru temperatuurist.

Ülekuumutatud auru ja küllastunud auru temperatuuride vahet antud rõhul nimetatakse ülekuumenduse astmeks.

Vaatleksime aurustumisprotsessi p - v teljestikus (joon. 44). Oletame, et silindris on 1 kg vett temperatuuril 0°C ja rõhul $p_1 = 101325 \text{ N/m}^2$ erimahuga $v_0 = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$. Sellisele olekule vastab punkt 1 joonisel 44. Kolb asub asendis I. Kui vedelikule anda teatav kogus soojust, kusjuures vee rõhk ei muutu, siis vee temperatuur tõuseb ning vee maht suureneb ning kolb liigub paremale. Edasisel soojendamisel vee temperatuur tõuseb kuni saavutab keemistemperatuuri, mis vastab antud rõhule.

Oletame, et keemine algab punktis 2, kusjuures vee ruumala on v' m^3/kg ning kolb asub asendis II. Vee edasisel soojendamisel keemine seni,



Joonis 44.

kuni viimane vee tilk on muutunud auruks. Olgu sealjuures tekkiiva kuiva auru maht v m/kg, millele vastab kolvi asend III, graafikul punkt 3. Kuna rõhk p_1 on muutumatu, siis joon 1-3 on isobaar.

Joonisel 44 näitab punkt 1 vee olekut temperatuuril 0°C , punkt 2 keemistemperatuuril oleva vee olekut ning punkt 3 kuiva küllastunud auru olekut. Punktide joonel 2-3 näitavad niiske küllastunud auru olekut.

Kui jätkata kuumutamist punktis 3, saaksime ülekuumutatud auru, millele näiteks vastaks punkt 4.

Korrates protsessi kõrgemal rõhul p_2 saaksime vastavad punktid 1, 2 ja 3, mis asuvad kõrgemal. Võttes vee kokkusurutavana, saame punkti 1' natuke vasemal punktist 1, keemistemperatuur aga on kõrgemal rõhul kõrgem, mistõttu vee maht on keemistemperatuuril suurem ning punkt 2' asub punktist 2 paremal. Küllastunud aur omab aga kõrgemal rõhul väiksema mahu, seega punkt 3' asub punktist 3 vasakul.

Leides terve rea punkte kindlatel rõhkudel 1; 1'; 1'' jne. saame vastavaid punkte ühendades kolm kõverat MN; AK ja KB. Kõverale MN vastab vesi temperatuuril 0° , kõverale AK vesi keemistemperatuuril ja kõverale KB kuiv küllastunud aur.

Kõverad AK ja KB jagavad diagrammi kolmeks piirkonnaks:

- 1) vee piirkond, mis asub kõverast AK vasakul;
- 2) niiske auru piirkond kõverate AK ja KB vahel;
- 3) ülekuumutatud auru piirkond kõverast KB paremal ja kõrgemal.

Punkt K vastab olekule, kus keemistemperatuuril oleva vee ja kuiva küllastunud auru maht on võrdsed. Seda olekut nimetatakse kriitiliseks ja vastavat punkti kriitiliseks punktiks.

Veel on kriitiliseks punktiks $p_K = 22128,7 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$; $T = 647,15^\circ\text{K}$, $V_{kr} = 0,0033 \text{ m}^3/\text{kg}$.

14. KOMPRESSORID

Käesoleval ajal on tööstuses ning transpordis suure leviku osaliseks saanud suruõhk tänu eksploatatsiooni lihtsusele ja heale töökindlusele. Suruõhu tootmiseks kasutatakse masinaid, mida nimetatakse kompressoriteks. Õhu rõhu tõstmine kompressoris saavutatakse mehaanilise töö arvel, mis kulutatakse kompressori käivitamiseks.

Kasutatakse väga mitmesuguse konstruktsiooniga kompressoreid: kolb-, rotatsioon-, tsentrifugaalkompressorid jne.

Töötamise põhimõttelt võivad kompressorid olla ühe- või mitmeastmelised. Üheaastmelises kompressoris toimub õhu kokkusurumine ühekordselt, mitmeastmelises kompressoris mitme üksteisele järgneva tsükliga.

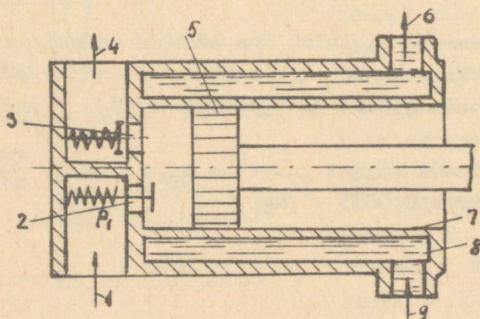
Saadava suruõhu rõhu järgi jagatakse kompressorid:

- 1) madalrõhu kompressorid $p < 10$ at;
- 2) keskrõhukompressorid $p = 10 - 80$ at;
- 3) kõrgrõhukompressorid $p = 80 - 1000$ at;
- 4) ülikõrgrõhu kompressorid $p > 1000$ at.

Vastavalt tootlikkusele jagatakse kompressorid:

- 1) väikese tootlikkusega $Q \leq 10$ m³/min;
- 2) keskmise tootlikkusega $Q = 10 - 30$ m³/min;
- 3) suure tootlikkusega $Q = 30 - 100$ m³/min.

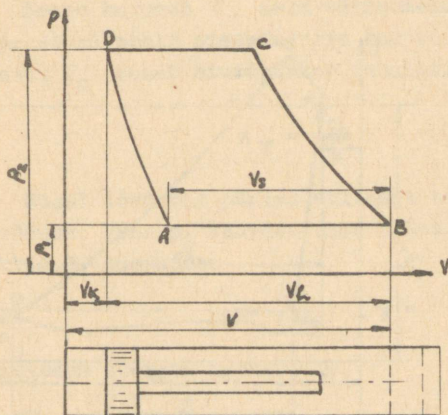
Kõige lihtsama ehitusega on kolbkompressorid. Vaatleme kolbkompressori ehitust ning tööpõhimõtet (joon. 45). Silindri kaanes on kaks klappi - imemisklapp 2, mis avaneb silindri



Joonis 45.

risse ja surveklapp 3, mis avaneb väljumisele. Kolvi liikumisel paremale tekib silindris hõrendus ning sisseimetava õhu suurema rõhu p_1 tõttu avaneb klapp 2 ning silinder täitub õhuga. Kolvi liikumisel vasakule sulgub klapp 2, kuna ta töötab ainult ühes suunas. Toimub õhu kokkusurumine silindris. Kui õhu rõhk silindris saavutab ettenähtud suuruse p_2 , avaneb klapp 3 ning rõhu all olev õhk surutakse ressiivrisse. Kokkusurumisel õhk kuumeneb ning koos sellega kuumeneb ka silinder. Silindri jahutamiseks ümbritsetakse ta veesärgiga 8, kusjuures jahutusvesi tuleb veesärki läbi ava 9 ning lahkub sealt läbi ava 6.

Vaatleme õhu kokkusurumise protsessi p - V teljestikus. Joonisel 46 on kujutatud õhu kokkusurumise üks teoreetiline



Joonis 46.

tsüklil reaalse kompressori protsessi korral. Reaalse kompressori korral on kõik protsessid tasakaalustamata ning peale õhu väljasurumist silindrist jääb silindrisse teatud kogus rõhu all olevat õhku. See on tingitud sellest, et kokkusurutud õhuga on täitunud õhu ärajuhtimise kanalid ja ka väike pilu silindri põhja ja kolvi vahel. Seda suruõhuga täidetud ruumi nimetatakse kahjulikuks ruumalaks - v_k . Kolvi liikumisel paremale võib õhu imemine silindrisse alata alles siis, kui kahjulikku ruumalasse kogunenud suruõhu rõhk on langenud alla sisseimetava õhu rõhku p_1 . Punktis A avaneb sisselaske klapp ning silinder hakkab täituma õhuga, mille rõhk vastab algrõhule p_1 . Alates punktist B hakkab kolb liikuma vasakule ning suruma õhku kokku. Sisselaske klapp sulgub rõhu suure-

tsüklil reaalse kompressori protsessi korral. Reaalse kompressori korral on kõik protsessid tasakaalustamata ning peale õhu väljasurumist silindrist jääb silindrisse teatud kogus rõhu all olevat õhku. See on tingitud sellest, et kokkusurutud õhuga on täitunud õhu ärajuhtimise kanalid ja ka väike pilu silindri põhja ja kolvi vahel. Seda suruõhuga täidetud ruumi nimetatakse kahjulikuks ruumalaks - v_k . Kolvi liikumisel paremale võib õhu imemine silindrisse alata alles siis, kui kahjulikku ruumalasse kogunenud suruõhu rõhk on langenud alla sisseimetava õhu rõhku p_1 . Punktis A avaneb sisselaske klapp ning silinder hakkab täituma õhuga, mille rõhk vastab algrõhule p_1 . Alates punktist B hakkab kolb liikuma vasakule ning suruma õhku kokku. Sisselaske klapp sulgub rõhu suure-

nemisel silindris. Samal ajal jääb aga väljalaskeklapp suletuks kuni rõhk silindris pole saavutanud ettenähtud suurust p_2 . Alles pärast seda (punktis C) avaneb väljalaske klapp ning suruõhk pääseb silindrist välja. Väljasurumine lõpeb punktis D. Kuna silindrisse jäi suruõhku vk ulatuses, siis kolvi tagasilikumisel paremale toimub selle õhu paisumine mööda joont DA. Kuni punktini A on rõhk silindris suurem välisrõhust ning sisseimemist ei toimu. Niimoodi jääb osa silindri mahust

$$v - v_2$$

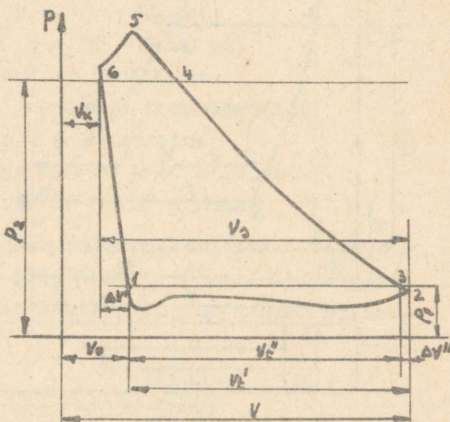
kasutamata ja tegelikult kujuneb kompressori tootlikkus väiksemaks teoreetilisest.

Kui võtaksime aga otse kompressorilt idikaatordiagrammi, siis kujuneks pilt tunduvalt keerukamaks. Vaatleme joonist 47.

Punktis 1 avaneb õhu sisselaskeklapp, kuid silindris jääb rõhk kogu aeg madalamaks kui välisrõhk (joon 1-2), sellest tingituna saavutab rõhk silindris välisrõhuga võrdse suuruse alles teatud momendil peale kokkusurumise algust (punkt 3).

Väljalaske klapp ei avane sel hetkel kui rõhk silindris on saavutanud etteantud lõpprõhu väärtuse (punkt 4), vaid tunduvalt suuremal rõhul (punkt 5). Pärast klapi avanemist rõhk silindris küll väheneb, kuid jääb kogu aeg kõrgemaks lõpprõhust p_2 (joon 5-6). Alles pärast imemistakti algust langeb rõhk alla lõpprõhku p_2 .

Kompressori töö iseloomustamiseks on tarvilusel terve rida suuruseid.



Joonis 47.

Kompressori täitetegur

$$\lambda_t = \frac{V_t}{V_s},$$

kus V_t - sisseimetava gaasi ruumala nominaalrõhul p_1 ja nominaaltemperatuuril T_1 ,

$$V_s = F \cdot s \text{ m}^3,$$

F - silindri ristlõike pindala m^2 ,

s - kolvikäik imemistaktil m .

Kuna silindri ruumala

$$\Delta V' = V_0 - V_k$$

kasulikult ei tööta, sest ta läheb kahjulikku ruumalasse jäänud õhu paisumiseks, kujutab ta endast tööruumala kadu.

Seega kujuneb λ_t seda väiksemaks, mida suurem on $\Delta V'$. Kompressori poolt sisseimetava õhu ruumala V_t' ja silindritöömahu V_s suhet nimetatakse mahuliseks teguriks

$$\lambda_v = \frac{V_t'}{V_s}.$$

Gaasi lõpprõhk pärast silindri täitumist on madalam välisrõhust. Rõhk p_1 saavutatakse alles kokkusurumise käigus punktis 3, kusjuures

$$\Delta V'' = V_t' - V_t''$$

on teiseks töömahu kaoks.

Suhet $\frac{V_t''}{V_t'} = \lambda_p$ nimetatakse rõhuteguriks, mis iseloomustab rõhu mõju silindri täitumisele. Võime anda ka kuju

$$\lambda_p = \frac{V_t''}{V_t'} = 1 - \frac{\Delta V''}{V_t'}.$$

Korrutist $\lambda_i = \lambda_p \cdot \lambda_v$ nimetatakse kompressori imemisteguriks.

Viimase võib leida otse indikaatordiagrammist kui

$$V_t'' \text{ ja } V_s \text{ suhe.}$$

V_t " kujutab endast sisseimetava gaasi näilikku kogust ja on alati mahust V_t suurem, kuna viimane määratakse lähtudes tingimustest sisseimemistorus. Gaas aga kuumeneb sisseimemisel. Peale selle esineb sisseimemisel teatav gaasi drosseldamine, samuti suureneb gaasi temperatuur rõhu tõusmisel algrõhuni. Seetõttu nimetatakse suhet

$$\lambda_t = \frac{V_t}{V_t^*} \text{ kuumenemisteguriks.}$$

Kompressori esimeses astmes on $\lambda_p = 0,95 - 0,98$. Ülejäänud juhtudel $\lambda_p = 1$.

Kahjuliku ruumala suhteline suurus keskmistes ja suurtes kompressorites on klappide radiaalse asetuse korral madalrõhu astmes 8%, kõrgrõhu astmes 12%.

Surveastme $\xi = \frac{P_2}{P_1}$ suurenedes mahutegur λ_v väheneb ja küllalt suurel ξ väärtusel saabub moment, kus kogu algrõhul sisseimetud õhk mahub lõpprõhul kahjulikku ruumalasse. Sel juhul kompressor enam ei suru ega ime ning $\lambda_v = 0$. Tavaliselt $\xi = 3 - 4$.

Kuunenemistegur λ_T iseloomustab sisseimetava gaasi soojenemist, mis toimub soojusvahetuse tulemusena, samuti aga ka rõhukadude arvel klapis. Kui rõhk klapis saavutab sisseimemisel nominaalväärtuse, siis kõik kaod sisseimemisel avalduvad pindalana allpool p_1 joont ja on muutunud soojuseks. Madalrõhu astmeks on temperatuuri tõus $3 - 10^\circ\text{C}$, kõrgrõhu astmes aga $1 - 3^\circ\text{C}$.

Võimsust, mis kulutatakse kompressori poolt tegelikus tsüklis, nimetatakse indikaatorvõimsuseks. Indikaatorvõimsuse suurus leitakse kas indikaatordiagrammi pindala mõõtmise või arvutuste teel. Esimene meetod on siinjuures täpsem.

Mõõtmisel leitakse keskmine indikaatorrõhk

$$P_{ind} = m_p \cdot \frac{f_{ind}}{s_{ind}} \text{ kg/cm}^2,$$

kus m_p - rõhu mastaap $\text{kg/cm}^2/\text{cm}$,
 f_{ind} - indikaatordiagrammi pindala cm^2 ,
 s_{ind} - indikaatordiagrammi pikkus cm .

Edasi leitakse juba indikaatorvõimsus:

$$N_{\text{ind}} = 10^4 P_{\text{ind}} F \cdot s \cdot n \text{ kGm/min}$$

või

$$N_{\text{ind}} = \frac{10^4}{60 \cdot 102} P_{\text{ind}} F \cdot s \cdot n \text{ kw,}$$

kus F - silindri pindala cm^2 ,

s - kolvi käik cm ,

n - pöörete arv p/min .

Mitmeastmeliste kompressorite puhul tuleb astmete arvu valikul arvestada, et surveaste ei tohi keskmise ja suure tootlikkusega kompressorites olla suurem kui 4. Ainult sel juhul tagatakse normaalsed temperatuurid silindris ja hea määrimine.

Tavaliselt lähtutakse järgmisest suhtest:

Astmete arv	Rõhk
1	kuni 7
2	5 - 30
3	13 - 150
4	35 - 400
5	150 - 1000
6	200 - 1100
7	450 - 1100

Suurendades astmete arvu läheneb kompressori protsess üha enam isotermilisele, kuid muutub keerukamaks konstruktsioon, suurenevad kaod klappides.

Optimaalne astmete arv leitakse tavaliselt isotermilise kasuteguri abil:

$$\eta_{\text{is}} = \frac{L_{\text{is}}}{\Sigma L_{\text{ind}}},$$

kus L_{is} - töö isotermilises tsüklis, mis ei sõltu astmete arvust,

ΣL_{ind} - summaarne indikaator töö mitmeastmelises kompressoris.

$$L_{\text{is}} = p_1 \cdot V_t \ln \xi.$$

Kompressori tootlikkust mõeldetakse suruõhu kogusega, mis on viidud normaalingimustele ning arvutatakse järgmise valemi kaudu:

$$V = 15 D^2 S n \cdot \lambda \text{ m}^3/\text{h},$$

kus D - silindri siseläbimõõt m ,

S - kolvi käik m ,

n - võlli p /arv - p/min ,

λ - tootlikkuse tegur.

λ sõltub reast konstruksioonilistest tingimustest ning võrdub kompressori tootlikkus ühele pöördele jagatud kolvikäigu korrutisega tema ristlõike pinnaga. $\lambda = 0,75 - 0,86$ üheastmelistel ja $0,83 - 0,91$ kaheastmelistel kompressoritel.

Kompressori ajami võimsus arvutatakse töö kaudu, mis on vajalik õhu kokkusurumiseks. Selle tehtud töö suurus sõltub tervest reast teguritest, sealjuures sellest, kui intensiivselt toimub soojusvahetus kokkusurumisel ümbritseva keskkonnaga ja gaasi vahel.

Teoreetiliselt võib tehtud töö leida ka adiabaatilise või isotermilise protsessi jaoks. Adiabaatilise protsessi korral ei toimu soojusvahetust ümbritseva keskkonnaga, kuna aga isotermiline protsess toimub jääval temperatuuril.

Nagu mäletame, iseloomustati gaaside protsesse astmenäitajaga n , kusjuures adiabaatilises protsessis $n = k = 1,4$ (õhul), kuna isotermilises protsessis $n = 1,0$.

Tegelik kokkusurumise protsess toimub kuskil vahemikus $1,4 > n > 1,0$, mistõttu õige n väärtuse leidmine on raske. Katseliselt on kindlaks tehtud, et kokkusurumise protsess on siiski kõige lähem adiabaatilisele protsessile, mistõttu arvutuste lihtsustamiseks võetakse $n = 1,4$. Katseandmete olemasolu korral valitakse $n = 1,3 - 1,4$. Adiabaatilisest protsessist lähtudes osutub arvutatud võimsus mõnevõrra suuremaks.

Vajaliku võimsuse saaksime järgmise valemi abil (adiabaatiline protsess):

$$N_{\text{ind}} = 1,634 Z \frac{p_1 \cdot V_1}{\lambda \tau} \cdot \frac{k}{k-1} \left(\frac{k-1}{\tau k} - 1 \right) \text{ kW},$$

kus p_1 - algrõhk kg/cm^2 ,

V_1 - algruumala tootlikkus m^3/min ,

Z - kompressori astmete arv,

λ_T - kuumenemistegur - võtab arvesse eritöö suurenemise kokkusurumisel, mis on tingitud õhu kuumenemisest silindris. Sõltub surveastmest ξ . Mida suurem on surveaste, seda väiksem on λ_T . Alati $\lambda_T \leq 1$.

$$T = \frac{p_2'}{p_1},$$

kus p_2' - õhu rõhk peale kokkusurumist antud astmes. T näitab rõhu jagunemist astmete vahel ning arvutatakse

$$T = \psi \sqrt{\frac{p_2}{p_1}},$$

kus p_2 - rõhk peale kompressorist väljumist,

ψ - tegur, mis võtab arvesse rõhukadusid üksikute astmete vahel 1,1 - 1,15.

Praktiliselt mitmeastmelistes kompressorites

$$T = 2,5 - 3,5.$$

Tegelik võimsus kompressori võllil on mehaaniliste kadude võrra suurem indikaatorvõimsusest

$$N_k = \frac{N_{\text{ind}}}{\eta_{\text{meh}}}.$$

Vertikaalsetes kompressorites $\eta_{\text{meh}} = 0,9 - 0,93$, horisontaalsetes $\eta_{\text{meh}} = 0,88 - 0,92$.

Mootori võimsus võetakse ülekoormuste vältimiseks 10-12% suurem, s.o. $N_m = (1,1 - 1,2) N_k$.

Kolbkompressorite puuduseks on kolvi liikumise kiiruse piiratus, mida tingivad inertsjõud ning silindrite küllalt suured mõõdud. Need puudused on kõrvaldatud rotatsioonkompressorites, mis paistavad silma kompaktsuse ja lihtsa konstruktsiooni poolest. Konstruktsiooni poolest on nad sarnased tiivikpumbale. Koosnevad nad samuti korpusest, millesse on asetatud ekstsentriliselt pöörlev rootor. Rotooris on asetatud tiivikud, mis saavad liikuda baasides. Õhu kokkusurumise protsess sarnaneb täiesti õli kokkusurumisele tiivikpumbas.

Võrreldes kolbkompressoriga annavad rotatsioonkompressorid ühtlasema suruõhujoa ning neid võib ühendada elektrimootoriga.

Rotatsioonkompressoriga võib saada surve esimeses astmes kuni 3 at.

15. PNEUMAATILISED JA PNEUMOHÜDRAULILISED

SEADMED

Pneumaatilised seadmed on leidnud laia kasutamist masinaehituses järgmistel põhjustel:

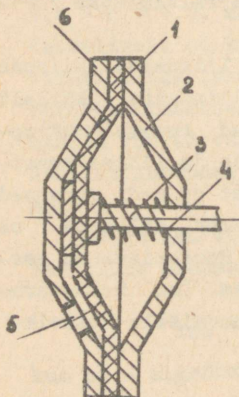
- 1) lihtne organiseerida tsentraliseeritud varustamist,
- 2) praktiliselt silmapilkne reageerimine,
- 3) pole vaja äravoolutorusid,
- 4) aparatuuri lihtsus,
- 5) ajamitöö ei sõltu temperatuurist,
- 6) arvutuste teostamine lihtne.

Kuid samal ajal on pneumaatilisel ajamil ka rida puudusi. Nimelt ei ole võimalik tagada tööorgani liikumiskiiruse stabiilsust, mispärast suruõhku kasutatakse ainult abiliikumise ahelates ning kinnitusmehhanismides.

Pikemate töökäikude korral kasutatakse pneumosilindreid, mis konstruktsiooniliselt ei erine oluliselt hüdrosilindritest.

Kui aga ajami käik on lühike, kasutatakse sageli pneumokambreid (joon. 48). Pneumokambri korpuse 2 ja kaane 6 vahele on surutud diafragma 1,

mis on valmistatud spetsiaalselt kummeeritud riidest. Diafragmale on kinnitatud varras 3, mille abil antakse edasi jõud. Suruõhk tuleb diafragma taha läbi ava 5 ning, ületades koormuse ning vedru 4 jõu, surub diafragmat paremale. Koos diaframmaga liigub ka varras ning



Joonis 48.

teostab vajalikud liikumised. Tagasikäigul ühendatakse ava 5 välisõhuga. Õhu rõhk pneumokambri vasakus pooles langeb ning vedru 4 surub diafragma algasendisse tagasi. Antud konstruktsiooniga pneumokambrit nimetatakse ühepoolseks. Kahepoolsetel pneumokambritel toimub tagasikäik sururõhu toimel.

Suruõhu torustikud on valmistatud tavaliselt pehmest terasest. Kasutamist leiavad ka värvilistest metallidest torud ning kummivoolikud.

Torustiku pikkus leitakse harilikult konstruktiivsel teel, kusjuures peab arvestama võimalikult head juurdepääsu torustikule, eriti ühenduskohtadele. Montaažil ei tohi tekkida järske paindeid.

Vajalik torustiku läbimõõt leitakse lähtudes ristlõikest, mis on vajalik etteantud õhu vooluhulga saamiseks normaalsel õhu voolukiirusel.

Vajalik vooluhulk määratakse lähtudes seadmete arvust ning nende poolt teatud ajavahemikus tarbitavast suruõhu kogusest.

Torus voolav õhu vooluhulk oleks arvutatav:

$$Q = 60 \frac{\pi d^2}{4 \cdot 10^6} \cdot v \text{ m}^3/\text{min},$$

kus v - suruõhu voolukiirus torustikus m/s,

d - toru siseläbimõõt -mm.

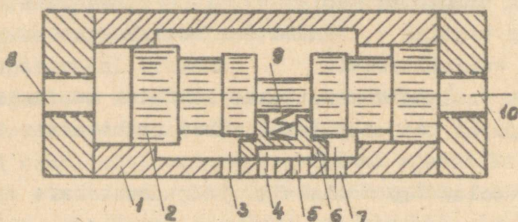
Kui võtta, et normaalselt $v = 10 - 15$ m/s, siis võib valemit lihtsustada ning saada läbimõõdu arvutamiseks järgmine lihtsustatud valem:

$$d = (30 - 40) \sqrt{Q}.$$

Korrosiooni vältimiseks suruõhutorud vasetatatakse või tsiingitakse seest ning väljast värvitakse. Nõutakse, et toru seina minimaalne paksus δ min oleks terastorudel 0,5 mm ja värvilisest metallist torudel 0,8 mm.

Ümberlülitamiseks on leidnud kõige enam kasutamist mitmesugused siibrid. Need võivad olla kas mehaaniliselt, pneumaatiliselt või elektriliselt juhitud. Vaatleksime üht pneumaatiliselt juhitud siibrit (joon. 49).

Suruõhk antakse siibrisse läbi ava 7 ning antud siibri asendi puhul satub läbi ava 3 pneumosilindrisse. Silindri teisest poolest satub suruõhk läbi ava 5 avasse 4, mis on ühendatud atmosfääriga. Nagu näha, toimub suruõhu jagamine siibri 6 abil, mida liigutab omakorda siiber 2. Siiber 2 saab korpuses 1 liikumise suruõhu abil, mis juhitakse kord ava 8, kord ava 10 kaudu siibri otspindade taha. Liigutades siibrit 2 vasakule, liigub siiber 6 samuti vasakule ja ühendab omavahel avad 4 ja 3 ning avad 5 ja 7. Seega lülitub pneumosilinder ümber. Vedru 9 on ette nähtud siibri 6 tihedaks surumiseks vastu korpust 1.



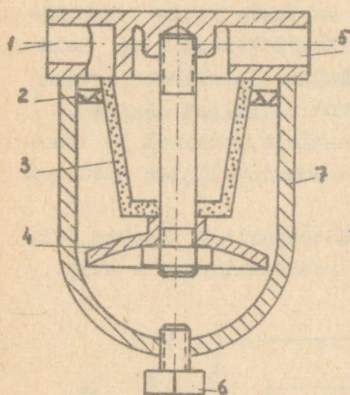
Joonis 49.

Kuna pneumaatilistes ajamites võivad käigu lõpus tekkida löögid, kasutatakse tööorgani liikumiskiiruse reguleerimiseks töökäigu lõpus mitmesuguseid pidurdusseadmeid. Näiteks leiavad kasutust silindrid sisseehitatud drosselitega, kuid need on kasutatavad ainult siis, kui tööorgan omab kaks äärmist asendit. Pidurdusefekt on siinjuures küllalt väike. Tööorgani pidurdamiseks ükskõik millises asendis kasutatakse pidurdussiiibreid. Need kujutavad siiibreid, mille läbilaskevõimet on võimalik reguleerida töökäigu lõpus. Pidurdussiiibri tööd juhitakse nuki abil. Töökäigu kiiruse reguleerimiseks leiavad kasutamist ka hüdrosilindrid. Seda küsimust vaatleme pneumohüdrauliliste seadmete juures.

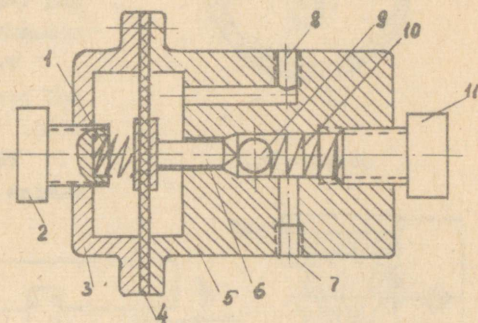
Et tagada pneumosüsteemi normaalne töö, peab suruõhk läbima vee-eraldaja, kus toimub suruõhus leiduva niiskuse ja prügi eraldamine. Üntlase rõhu tagamiseks süsteemis peale

vee-eraldajat lülitatakse süsteemi reduktsiooniklapp, mis hoiab süsteemis kindla rõhu. Aparatuuri õlitamiseks peab suruõhk läbima veel õlitoosi, kus ta haarab endaga kaasa pihustunud õli.

Vaatleme ülalootletud seadmete töö põhimõtet. Vee-eraldajasse (joon. 50) tuleb suruõhk läbi ava 1 ning läbi kruvijooksete pilude 2 tungib reservuaari 7. Sealjuures saab ta keeriselise liikumise ning tekkinud tsentrifugaaljõudude toimele paisatakse suruõhust eraldunud veepiisad vastu reservuaari seinu. Sealt voolavad need reservuaari alumisesse osasse, mis on ülemisest osast eraldatud klappiga 4. Eraldunud vesi lastakse reservuaarist aeg-ajalt välja korgi 6 abil. Suruõhk aga, minnes läbi filtri 3, vabaneb ka mehaanilistest lisanditest ja suundub süsteemi läbi ava 5.



Joonis 50.



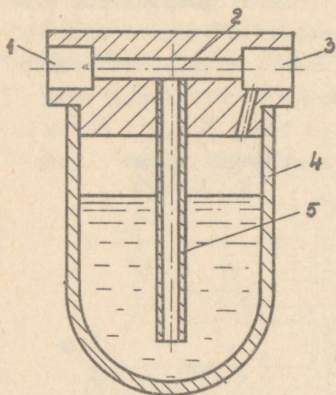
Joonis 51.

Edasi vaatleme reduktsiooniklapi töötamise põhimõtetlist skeemi (joon. 51).

Õhk tuleb klappi läbi ava 7 ning, möödudes kuulist 9 ning nõelast 6, väljub klapist läbi ava 8. Kui rõhk süsteemis kasvab üle lubatava, surutakse suruõhu poolt membraan 4 vasakule ning koos membraaniga liigub vasakule nõel 6. Vedru 10 toimele liigub nüüd vasakule ka kuul 9 ning sulgeb koonilise ava. Suruõhu pääs süsteemi suletakse. Kui rõhk süsteemi

mis langeb, siis vedru 1 toimetel surutakse membraan 4 paremale ning nõel 6 surub kuuli 9 avast välja, andes seega suruõhule vaba ligipääsu. Kruvi 2 abil antakse vedrule 1 vajalik pinge, mis määrabki ära vajaliku rõhu süsteemis.

Joonisel 52 on toodud õlitoosi lihtsustatud skeem. Õli asub reservuaaris 4. Suruõhk tuleb õlitoosi läbi ava 1 ja väljub ava 3 kaudu. Avasid 1 ja 3 ühendab väikse läbimõõduga kanal 3. Suruõhu kiirus kanali 3 läbimisel kasvab, mistõttu rõhk kanalis 3 ja torus 5 langeb ning õli surutakse mööda toru üles, kus ta haaratakse suruõhu poolt kaasa ning viiakse süsteemi.

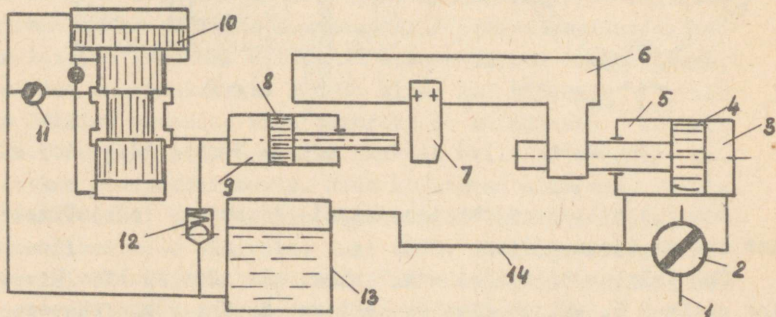


Joonis 52.

Kuna pneumaatiliste seadmetega on raske saada stabiilseid liikumiskiirusi, on leitud tehnikas laialdase leviku pneumohüdraulilised seadmed.

Vaatleme joonisel 53 toodud pneumohüdraulilise süsteemi tööd.

Tööorganile 6 antakse liikumine pneumosilindri 4 abil.



Joonis 53.

Töökäigu ajal suruõhk, tulles läbi juhtme 1 ja jaotusseadme 2, satub silindri poolde 3. Selle tulemusena hakkab tööorgan 2, surub silindri poolde 3. Selle tulemusena hakkab tööorgan

kiiresti liikuma vasakule, kuni nukk 7 läheb kontakti hüdro-silindri 8 kolvi varrega. Nuki 7 mõjul hakkab kolb silindris 8 liikuma vasakule ning suruma õli silindri poolest 9 läbi reduktsioonklapi 10 ning drosseli 11 õlipaaki 13. Sellisel viisil toimub tööorgani liikumise kiiruse reguleerimine hüdro-silindri 8 abil. Tagasikäigul läheb suruõhk silindri 4 poolde 5 ja surub kolbi paremale, mille tulemusena ka tööorgan liigub paremale. Samal ajal pääseb suruõhk läbi toru 14 õlipaaki 13 ning surub õli läbi vastuklapi 12 hüdro-silindri 8 poolde 9. Sellega toimub hüdro-silindri ettevalmistamine järgmiseks töökäiguks.

Sisukord

I. HÜDROSÜSTEEMIDES KASUTATAVAD ÕLID	4
II. METALLILOIKEPINKIDE HÜDROSÜSTEEMIDE SÕLMED	6
1. Pumbad	6
A. Hammasrataspumbad	6
B. Tiivik- ehk labapumbad	9
C. Aksiaalkolbpumbad	11
D. Radiaalkolbpumbad	13
E. Pumpade lülitamine süsteemi	14
2. Hüdrocilindrid	16
3. Hüdroüsteemide aparatuur	19
4. Juhtimisaparatuur	24
5. Hüdroüsteemide armatuur ja abiaparatuur	29
6. Tööergani liikumiskiiruse reguleerimine	36
7. Drosselid	42
III. PÕHITEADMISI TERMODÜNAAMIKAST	44
1. Gaaside parameetrid	44
2. Ideaalgaasi oleku võrrand	46
3. Avogadro seadus	49
4. Gaaside segud	51
5. Termodünaamiline protsess	52
6. Gaaside siseenergia	56
7. Termodünaamika esimene seadus	58
8. Gaaside erisoojus	59
9. Erisoojus jääval mahul ja jääval rõhul	61
10. Gaaside põhilised termodünaamilised protsessid ...	62
A. Isohooriline protsess	62
B. Isobaariline protsess	64
C. Isotermiline protsess	65
D. Adiabaatiline protsess	66
E. Polütroopne protsess	69
11. Termodünaamika teine seadus	71
12. Termodünaamiliste protsesside kujutamine T-s dia- grammis	75
13. Veeaur	78
14. Kompressorid	82
15. Pneumaatilised ja pneumohüdraulilised seadmed	90



Hind 18 kop.

A-27281

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00427610 3