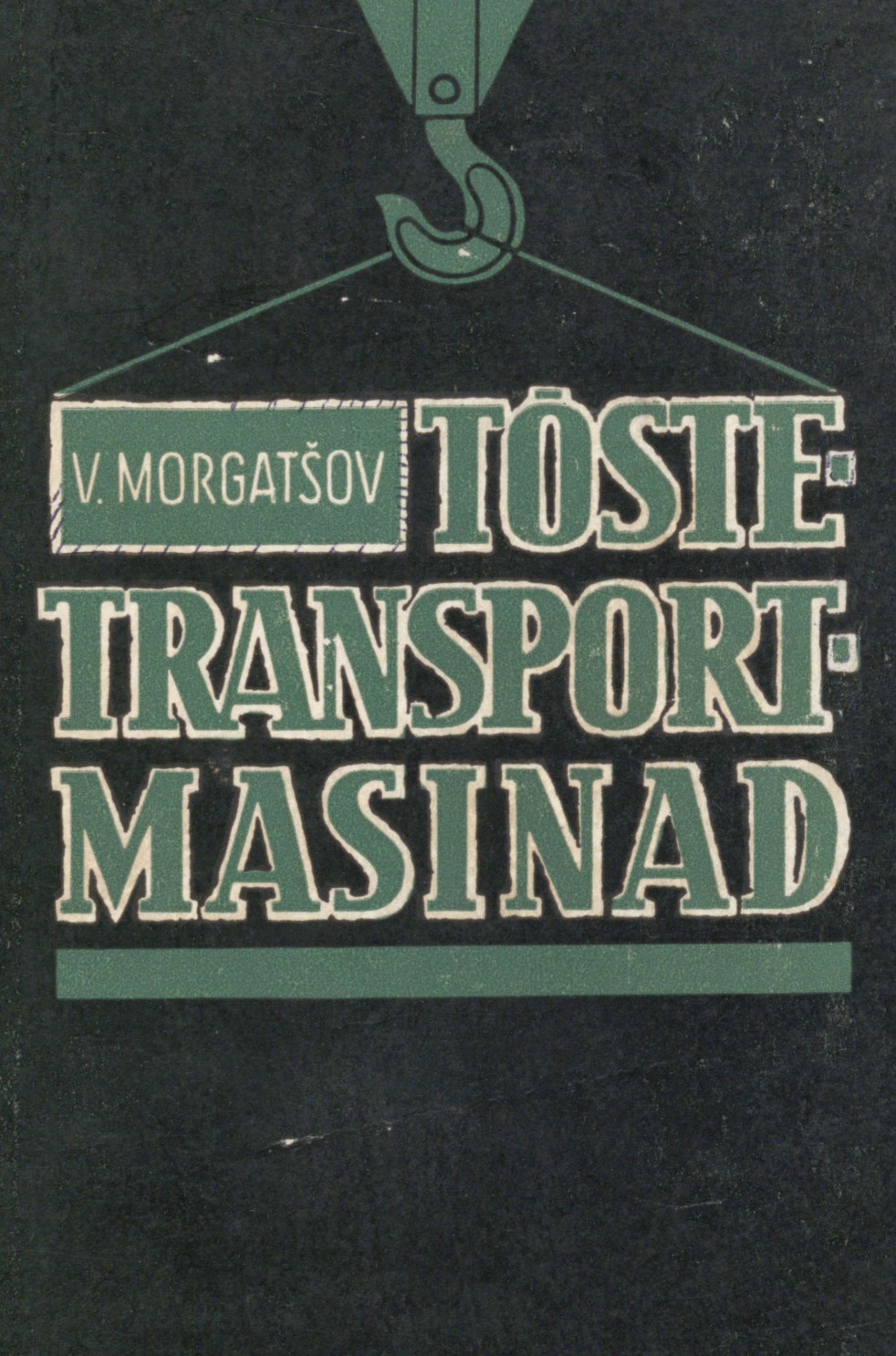

V. MORGATŠOV
TÕSTE-
TRANSPORT-
MASINAD

A
28463

V. L. MORGATŠOV

TÕSTE-TRANSPORTMASINAD

Lubatud NSVL Kõrgema ja Keskeri-hariduse Komitee poolt kasutamiseks õppe-abinõuna masinaehituse tehnikumides

KIRJASTUS „VALGUS"
TALLINN 1967

6T5
M67

Originaali tiitel:

В. Л. Моргачев

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Издательство «Машиностроение»

Москва, 1964

Tõlkinud *Eugen Soonvald*
Kaane kujundanud *D. Paalamäe*

Õpikus tutvustatakse perioodilise tööviisiga tõstetransportmasinate konstruktsioone, lasti haaramise abinõusid ja pideva tööviisiga transportseadmeid. On toodud masinate ja nende elementide tüüparvutused.

Õpik on määratud kasutamiseks masinaehituse tehnikumide õpilastele.

2
Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu
69590

Retsenseerinud A. Sumla

В. Л. Моргачев. ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ. На эстонском языке. Оформление Д. Пааламяе. Издательство «Валгус». Таллин, Пярнуское шоссе, 10

Toimetajad A. Mutt ja R. Mutt. Kunstiline toimetaja R. Tungla. Tehniline toimetaja S. Kohu. Korrektor H. Kull. Laduda antud 10. VI 1966. Trükkida antud 22. II 1967. Paber 60 × 90/16. Trükipaber nr. 3 — M. Gorki nim. Paberivabrik nr. 1, Leningrad. Trükipoognaid 21. Arvestuspoognaid 20,68. Trükiarv 4000. Tellimise nr. 4592. Hans Heidemanni nimeline trükikoda, Tartu, Ülikooli 17/19. II. Hind 78 kop.

SISSEJUHATUS

Tõste-transportmasinaid kasutatakse must- ja värvilise metallurgia tehastes, masinaehituses, elektrotehnikas ja teistes tööstusharudes, samuti mäetööstuses, kus on tegemist mahukate lastivoolustega.

Tööstuse põhi- ja abiprotsesside maksimaalsel mehhaniseerimisel ja automatiseerimisel on kommunismi materiaal-tehnilise baasi loomisel väga suur tähtsus. NLKP XXII kongressil vastuvõetud Nõukogude Liidu Kommunistliku Partei programmis öeldakse järgmist: «Masinaehituse arendamise alusel toimub esimesel aastakümnel **kompleksne mehhaniseerimine** tööstuses, põllumajanduses, ehitustegevuses, transpordis, laadimistöödel, kommunaalmajanduses. Kompleksne mehhaniseerimine toob kaasa käsitöö likvideerimise nii põhi- kui ka abioperatsioonidel».[1]

Tsehhidevahelise ja tsehhisiseste lastivooluste massilisuse ja pidevuse saab kindlustada vajalike ja otstarbekohaste parameetritega tõste-transportvahendite õige valikuga ja nende ratsionaalse seostamisega tehnoloogiliste liinidega. Tõste-transportvahendite häireteta tööks on tarvis täita vastavaid tehnilise ekspluatatsiooni ja tehnilise teenindamise juhiseid. Õigeaegselt teostada remonti ning täita ohutuse ja töökaitse eeskirju.

Tehnika progressi ajaloo vältel on vene ja nõukogude leiutajad, insenerid ja teadlased andnud märkimisväärse panuse tõste-transportmasinate ja -seadmete loomisel ja täiustamisel.

1668. a. tõsteti Moskva Kremli kellatorni rohkem kui 130-tonnise (8000-puudase) massiga «kell-tsaar». Kella tõstmisel kasutati palkidest tellingut, mida järk-järgult neljast küljest kasvatati hoobade, polüspastide ja puidust vinnade abil. Vastukaalude ülesannet täitsid seejuures kettide abil üles riputatud ja kividega koormatud platvormid. Kella tõstmine kestis üheksa kuud.

1703. aastal hakati tõstemasinaid esmakordselt tööstuslikult rakendama Petrozavodski malmivalutehases.

---

[1] Nõukogude Liidu Kommunistliku Partei programm. Eesti Riiklik Kirjastus, 1962.

1734. a. ehitati 1640 kg-se (100-puudase) tõstevõimega, käsiajamiga tõstemasin, mille abil tõsteti malmi vaheldumisi kahe kopaga kõrgahju juurest laadimisplatvormile.

1752. a. koostati Siberis Tšagirski kaevanduses projekt «mäelt maagi allalaskmiseks aita» vankritega, mis liikusid tehasesiseseid teid mööda vesirattalt käitatava köisajami kaudu.

1764. a. ehitas mehaanik E. G. Kuznetsov Nižni Tagili ligidal mitmekopalise ketiga käitatava veetõstuki, mille ta hiljem maagi ja aheraine tõstmiseks ümber kujundas.

Aastatel 1769—1770 toimetati Peterburisse 1200-tonnise massiga monoliitne graniiditükk Peeter I ausamba postamendi valmistamiseks. Graniidimassi tõmmati edasi polüspastide ja pronkskuulidele toetuvate veerikrennide abil. Pronkskuulide veeretee moodustasid metallplaatidega kaetud sooned kahe puitprussi vahel.

Petrovski metallitöötlemise tehase «masinaõpipoiss» F. Borzoi projekteeris 1793. a. ja juurutas poomiga pöördkraana. Moršanski linnas teostas talupoeg D. Petrov 1812. a. maja nihutamise rullidel ja paigutas selle uuele vundamendile.

Suuresti mõjutas tehnika progressi aurumasina leiutamine. Esimese sellelaadse masina ehitas vene soojustehnik Ivan Ivanovitš Polzunov (1728—1766). Töömasinate edasine täiustamine nõudis aga uut aurumasinat. Universaalse aurumasina loomise protsessi kroonis 18. sajandi 80. aastatel inglise mehaaniku James Watti (1736—1819) poolt leiutatud teine aurumasin.

Aurumasina ilmumisega algas tõste-transporditööde mehhaniseerimise märksa kiirem areng.

1812. a. anti Kronštadti sadamas ekspluatatsiooni Ižorski tehases valmistatud auru jõul käitatav mitmekopaline pinnasekaevaja.

Aastatel 1821—1824 ehitasid Nižni Tagili töösturite Demidovite teoorjad Tšerepanovid oma aurumasina.

1828.—1830. a. toimus Peterburis Iisaku kiriku 46 kolonni kohaletoimetamine ning paigaldamine plokkide ja kuulteede abil. Iga kolonni mass oli umbes 100 tonni.

1832. a. püstitati Peterburis vene ettevõtja V. A. Jakovlevi juhtimisel ja eriliste tellingute abil Aleksandri kolonn massiga 600 tonni.

1836. a. ehitas Peterburi Teaduste Akadeemia liige B. S. Jakobi (1801—1874) esimese elektromagnetilise mootori ja katsetas seda väikese jõelaeva kruvi käitamisel, tõestades sellega elektrimootorite praktilise rakendamise võimalust.

1860.—1861. a. rakendas G. Lopatin Ida-Siberi kullaleiukohtades tööle paiksed ja liikuvad lintkonveierid.

1872. a. ilmus trükist vene teadlase prof. Võšnegradski (1831—1895) õpik «Tõstemasinate kursus» («Курс подъемных машин»).

1873. a. sai M. Kouzov patendi Siberi kullakaevandustes rakendatud ketiveoga plaatkonveierite kohta.

Venę insener-elektrik N. O. Dolivo-Dobrovolski (1862—1919) valmistas 1888. a. esimese kolmefaasilise vahelduvvoolu generaatori võimsusega 3 kW, millega ta käitas ka oma esimese kolmefaasilise asünkroonmootori, mis sellest ajast peale levis laialdaselt, sealhulgas ka tõste-transportmasinate jõumasinana.

Aastatel 1898—1900 alustati mitmesugust tüüpi tõste-transportseadmete valmistamist Brjanski, Kramatorski ja Kolomna masinaehitustehastes ja hiljem Nevski, Putilovi ja Sormovo tehastes.

Suur Sotsialistlik Oktoobrirevolutsioon pani aluse tehnika ja teaduse arengu uuele ajaloolisele epohhile.

Juba 1930. aastaks oli Nõukogude Liidus organiseeritud tõste-transportmasinate tootmine enam kui 140 tehases, nendest umbes 50 tehast valmistasid pideva tööviisiga transportseadmeid. Esimeste viisaastakute jooksul juurutati kodumaiste tõste-transportmasinaid tootvate tehaste poolt kõikide põhimiste masinatüüpide tootmine erinevate rahvamajandusharude tootmisprotsesside mehhaniseerimiseks. 1958. aastaks oli tõste-transportseadmete tootmismaht kasvanud 1913. aastaga võrreldes enam kui 40 korda, 1940. aastaga võrreldes aga 4,5 korda. Nõukogude Liidus lastakse välja ka suure võimsusega ja kõrge tootlikkusega tõste-transportmasinaid.

Käesolevas õpikus antakse tõstemasinate konstruktsiooni ja töötamise lühike kirjeldus, üksikasjalikult käsitletakse nende arvutusmetoodikat, valikut ja kontrolli.

Sellist materjali, mis kuulub küll tõste-transportseadmete juurde, kuid käsitletakse teistes õppeainetes, nagu tõste-transportseadmete elektriseadmed, tungraudade arvutus, sildkraanade metallkonstruktsiooni arvutus, spetsiaalsed sildkraanad, käesolevas õpikus ei vaadelda.

Kõik arvutused on käesolevas õpikus teostatud rahvusvahelise SI süsteemi järgi (GOST 9587-61).

I. PEATÜKK

PERIOODILISE TÖÖVIISIGA TÕSTE-TRANSPORTMASINAD

Tõste- ja transportseadmeid on nende mitmekesisuse tõttu — arvestades konstruktsioonilisi, tehnoloogilisi ja muid erinevusi — raske täpselt klassifitseerida. Küll aga on tõste-transportseadmetel mõningaid ühiseid tunnuseid.

Tööstusettevõtte suhtes moodustavad need masinad:

1) välistranspordi, mis toimetab tehasesse toorainet, kütust ja muid materjale ning veab välja valmistoodangut, poolfabrikaate ja tööstusjäätmeid. Välistranspordi koostisosadeks on raudtee-, vee-, auto- ja muu transpordi vahendid;

2) sisetranspordi, mis haarab kõiki tõstetöid ja transpordioperatsioone tehase territooriumil. See omakorda jaguneb tsehhidevaheliseks transpordiks, s. o. tsehhidevaheliste tehnoloogiliste sidemete teenindamiseks, ja tsehhisiseseks transpordiks, s. o. tsehhisiseste jaoskondadevaheliste tehnoloogiliste protsesside teenindamiseks.

Transportoperatsioonide iseloomu seisukohalt jagatakse tõste-transportmasinad:

1) perioodilise tööviisiga masinateks, mida tinglikult nimetatakse tõstemasinateks ja mis on ette nähtud lastide tõstmiseks ning nende edasitoimetamiseks piiratud kaugusele tsehhi piirides (sild- ja pöördkraanad, aga ka teised seadmed, mille tagasikäik on tavaliselt tühikäik);

2) pideva tööviisiga masinateks ehk transportseadmeteks, mis on määratud tükiliste või puistelastide massiliseks ümberpaigutamiseks (konveierid, teod jt.).

Ülesseadmise laadi poolest võivad tähendatud masinad olla liikuvad (sildkraanad, telferid jt.) ja paiksed (põrandale või seinale kinnitatud vintsid, paiksed pöördkraanad jt.). Peale selle võib neid eristada ajami tüübi järgi. Käsikäitamisega masinad on suhteliselt väikese tõstevõimega ja tõstekõrgusega; siia kuuluvad käsitalid ja -vintsid, kruvi- ja latt-tungrauad. Elektrilise, hüdraulilise ja pneumaatilise ajamiga ning sisepõlemismootorilt käitatavad masinad on seevastu tunduvalt suurema tõstevõimega

ja suurema töökiirusega; siia kuuluvad elektrilised sildkraanad, elektrilise ajamiga hüdraulilised tungrauad jt.

Nominaalse töörežiimi järgi jaotatakse tõste-transportmasinaid kerge (Л), keskmise (С), raske (Т), eriti raske (ВТ) ja eriti raske pidevtöötamise (ВТН) režiimiga masinateks.

Mehhanismi töörežiimi iseloomustavad tabelis 1 toodud näitajad.

Nominaalse tõstevõime kasutamistegur

$$k_q = \frac{Q_k}{Q_{nom}};$$

siin Q_k on keskmine (aastaringne) tõstetava lasti mass;
Q_{nom} — mehhanismi nominaalne tõstevõime.

Mehhanismi aastaringne kasutamistegur

$$k_a = \frac{t_a}{365},$$

siin t_a on mehhanismi tööpäevade arv aastas.

Mehhanismi ööpäevane kasutamistegur

$$k_s = \frac{t_s}{24},$$

siin t_s on mehhanismi töötundide arv ööpäevas.

Mehhanismi suhteline lülituskestus

$$ПВ\% = \frac{t_{ts}}{T_{ts}} 100,$$

siin t_{ts} on mehhanismi summaarne töötamise aeg tsükli vältel;
T_{ts} — mehhanismi töötsükli üldine kestus.

Peale nimetatute on määrava tähtsusega mehhanismi lülituste arv tunnis (vahetuse keskmine) ja ümbritseva keskkonna (õhu) temperatuur.

Tõste-transportmasinad jagatakse veel liikumise iseloomu ja võimaluste ning teenindatava pinna järgi:

1) ühe liikumisvõimalusega masinad — lasti ümberpaigutamiseks vertikaalselt, kald- või horisontaalsuunas lasti gabariitide poolt määratud teenindamispinna piires (tungrauad, ripptalid jt.);

2) kahe liikumisvõimalusega masinad — lasti tõstmiseks ja horisontaalseks ümberpaigutamiseks ribakujulisel teenindamispinnal (liikuvad talid, telferid jt.);

3) kahe liikumisvõimalusega masinad — lasti tõstmiseks ja pööramiseks ringjoone- või selle osa kujulisel teenindamispinnal (konstantse ulatusega paiksed pöördkraanad);

4) kolme liikumisvõimalusega masinad — lasti tõstmiseks, horisontaalseks ümberpaigutamiseks ja pööramiseks ringi- või

Masinkäitamisega tõstemehhanismide töörežiimide klassifikatsioon
(Gosgortehnadzor SSSR)

Normaalne töörežiim	Mehhanismi kasutamistegur: tõstevõime järgi k_Q	Mehhanismi kasutamistegur: ajaliselt: aastaringne k_a	Mehhanismi kasutamistegur: ajaliselt: öö-päevane k_s	$\Pi B\,\%$	Lülituste arv tunnis (vahetuse keskmine)	Väliskeskkonna temperatuur °C	Mehhanismi nimetus ja ülesanne (tüüpilised juhud)
Kerge (J)	1,0	Mitte regulaarne töö		—			Remondi- ja masinasaalide tõste- ja sõidumehhanismid; ehitus- ja portaalkraanade, ümberlaadimissildade ja trosskraanade sõidumehhanismid; liikumistõkestite klambrite vintsid ja teised harva töötavad mehhanismid.
	0,75			—			
	0,50	0,25	0,33	15	60	25	
	0,25	0,50	0,67	15			
	0,10	1,00	1,00	25			
Keskmine (C)	1,00	1,0	0,67	15			Keskmise seeriatootmisega tehaste mehaanika- ja koostamistsehhide ja remondi-mehaanikatsehhide kraanade tõste- ja sõidumehhanismid; ehituskraanade ja elektritalide pöördemehhanismid.
	0,75	0,5	0,33	25			
	0,50	0,5	0,67	25	120	25	
	0,25	1,0	1,00	40			
	0,10	1,0	1,00	60			
Raske (T)	1,00	1,00	0,67	25			Suure seeriatootmisega tehaste tehnoloogiliste tsehhide ja ladude kraanade mehhanismid; ehituskraanade tõstemehhanismid; trosskraanade tõstevankri tõste- ja sõidumehhanismid.
	1,00	1,00	0,33	40			
	0,75	0,75	0,67	40	240	25	
	0,50	1,00	1,00	40			
	0,25	1,00	1,00	60			
Eriti raske (BT)	1,00	1,0	1,0	40		45	Metallurgiatööstuse tehnoloogiliste tsehhide ja ladude kraanade mehhanismid [1], metallurgiatööstuse kraanade haardekoppade ja tõstemagnetite mehhanismid; ümberlaadimissildade tõstevankrite tõste- ja sõidumehhanismid.
	0,75	1,0	1,0	60		25	
	0,50	1,0	1,0	60	300		
	0,25	1,0	1,0	60		45	
	0,10	1,0	1,0	60			
Eriti raske, pideva töötamisega (BTH)	1,0	1,0	1,0	60	720	45	Käpp- ja tangkraanade tõstemehhanismid ja silla sõidumehhanismid; sadamaid ja raudteesõlmi teenindavate kraanade tõste- ja pöördemehhanismid ning haardekopa sulgemismehhanismid.
				80		60	

[1] Välja arvatud kraanad, mis on nimetatud eriti raske ja pideva töörežiimiga kraanade lahtris.

sektorikujulisel teenindamispinnal (muudetava ulatusega paiksed pöördkraanad);

5) kolme liikumisvõimalusega masinad — lasti tõstmiseks ja selle horisontaalseks ümberpaigutamiseks omavahel ristuvates suundades ristkülikukujulisel teenindamispinnal (üldkasutatavad sildkraanad, telferiga varustatud liikuvad talakraanad jt.);

6) enam kui kolme liikumisvõimalusega masinad — lasti tõstmiseks, selle horisontaalseks ümberpaigutamiseks omavahel ristuvates suundades ja lasti kallutamiseks või pööramiseks ristkülikukujulisel teenindamispinnal (eriülesandega sildkraanad: valu-, tang-, laadimissildkraanad jt.; teenindamispind säilib ristkülikukujulisena);

7) määramata teenindamispinnaga masinad (ujuv-, auto-, raudteekraanad ja roomik-käiguosaga kraanad).

§1. TÕSTEMASINATE ELEMENDID

Painduvad tõste- ja veoelemendid

Terastraadist trossid on tõste-transportmasinates kõige enam levinud painduvad tõste- ja veoelemendid. Trossitraat tõmbetugevusega $\sigma_b = (130 \div 200)\,10^7$ N/m² saadakse kuumalt valtsitud suure süsiniku- ja mangaanisisaldusega halja traadi (läbimõõt 5—8 mm) mitmekordse külmalt tõmbamise teel, kusjuures teda töödeldakse termiliselt ja keemiliselt.

Välistingimustes ja niisketes ruumides kasutatakse tsingitud traadist valmistatud trosse. Kuna traadi tsinkimine toimub kuumas olekus, siis metalli noolutamise tõttu väheneb trossi tugevus umbes 10% võrra.

Spetsiaalsete trosside valmistamiseks kasutatakse roostekindlat legeeritud terast tõmbetugevusega $\sigma_b = (21{,}0 \div 26{,}0)\,10^7$ N/m².

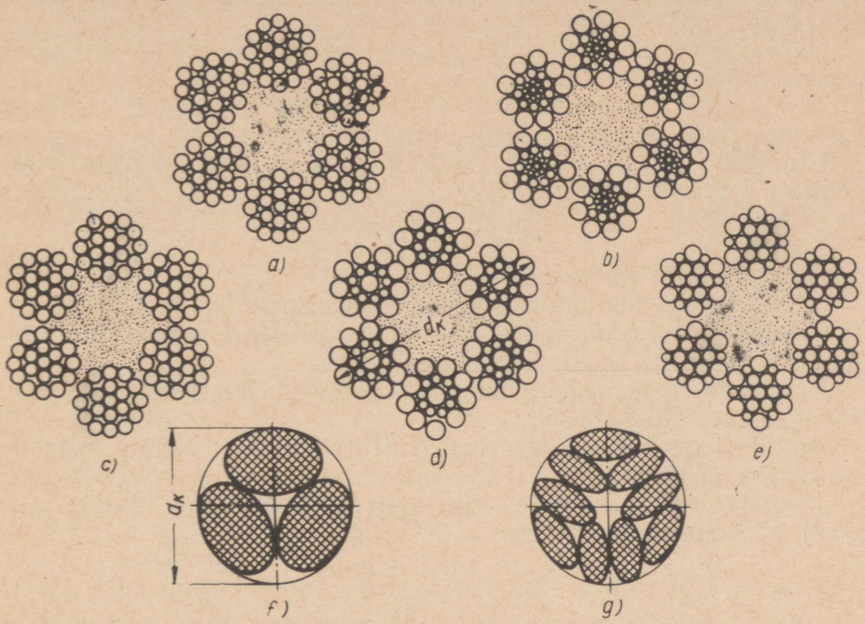
Trossidel, mis töötavad normaalsetes temperatuuritingimustes, on südamiku materjaliks kanep, kuumade tsehhide ekspluatatsioonitingimustes — asbest, mõningatel juhtudel võib südamik olla ka metallist.

Korrutuse suuna järgi jaotame trossid ühesuunalisteks (paralleelkorrutusega), kui traatide korrutuse suund keerus (milleks on spiraaltross) langeb kokku keerdude endi korrutuse suunaga trossis, ja ristsuunalisteks, kui traatide korrutuse suund keerus erineb keerdude endi korrutuse suunast.

Peale tähendatute võib korrutuse suund olla parempoolne või vasakpoolne. Korrutuse suund loetakse parempoolseks, kui traadi suund keerus või keeru suund trossis on parempoolne, ja vasakpoolseks vastupidisel juhul.

Ühesuunalise korrutusega trossid, võrreldes ristsuunalise korrutusega trossidega, on suurema elastsusega ja väiksema traa-

tidevahelise pindsurvega, mis on tingitud suuremast kontaktpinnast traatide vahel. Nende trosside puuduseks tuleb märkida lahtikeerdumise võimalust koormuse mõjul, mille tõttu neid ei saa kasutada vabalt rippuvate lastide puhul, nagu näiteks kraanadel, kus peamiselt kasutatakse ristkorrutusega trosse.



Joon. 1. Mitmesuguse konstruktsiooniga trosside ja köite ristlõikepinnad:
a — ЛК-3 6 × 25 + 1oc; *b* — ТЛК-Р 6 × 27 + 1oc; *c* — ТК 6 × 19 + 1oc; *d* — ЛК-0 6 × × 19 + 1oc; *e* — ЛК-Р 6 × 19 + 1oc; *f* — normaalkonstruktsiooniga kanepist köis; *g* — kaabelköis.

Viimastel aastatel valmistavad mitmed trossitehased (Odessa jt.) paralleelkorrutusega trosse eelnevalt spiraalselt ettepainutatud traatidest, mille tulemusena iga üksik traadi painutus vastab tema paigutusele trossis, koormus jaguneb traatide vahel ühtlaselt ja tross tervikuna on suure elastsusega (painduvusega).

Olenevalt trossi kasutamise tingimustest võib keerdude arv trossis olla 6, 7, 8, 18 ja 34 ning traatide arv keerus 7, 12, 13, 16, 17, 19, 24, 25, 27, 30, 31, 36, 37 ja 61.

Konstruktsioonilt jaotatakse trossid normaalkonstruktsiooniga (punktkontaktiga) trossideks tüüp ТК (joon. 1, *c*), mis koosneb võrdse läbimõõduga traatidest, erineva läbimõõduga traatidest valmistatud kombineeritud (kompaundkonstruktsiooniga) trossideks (joonkontaktiga) tüüp ЛК-3 (joon. 1, *a*), ЛК-0 (joon. 1, *d*) ja ЛК-Р (joon. 1, *e*) ning joon- ja punktkontaktiga trossideks

tüüp ТЛК-0 ja ТЛК-Р (joon. 1, *b*), mis samuti valmistatakse erineva läbimõõduga traatidest.

Normaalkonstruktsiooniga trossid tüüp ТК on teiste trossikonstruktsioonidega võrreldes suurema jäikusega.

Terastrosside valmistamise tehnilised tingimused on määratletud ГОСТ 3241-55-ga.

Üldkasutatavatel kraanadel sagedamini rakendatavate trosside karakteristika on toodud lisas 1.

Terastrossid kui standardsed elemendid valitakse tõmbetugevuse järgi vastavalt kehtestatud eeskirjadele [6].

Üldjuhul, trossi valikul GOST-i järgi, tuleb määrata ühe trossiharu arvutuskoormus S_{1a}

$$S_{1a} = k_v S_1 \text{ N},$$

kus k_v on trossi varutegur tabelist 4;

S_1 — trossi ühe haru suurim töökoormus N.

Saadud arvutuskoormuse S_{1a} järgi valitakse tabelist sobiva tõmbetugevuse ja konstruktsiooniga tross.

Kraanade tõstemehhanismi trossi valikut soovitakse teostada järgmise meetodi kohaselt.

Antud tõstevõime järgi, vastavalt tabelile 2, valitakse lasti riputamise süsteem.

Järgnevalt määratakse ühe enam koormatud trossiharu (joon. 2) koormus valemiga

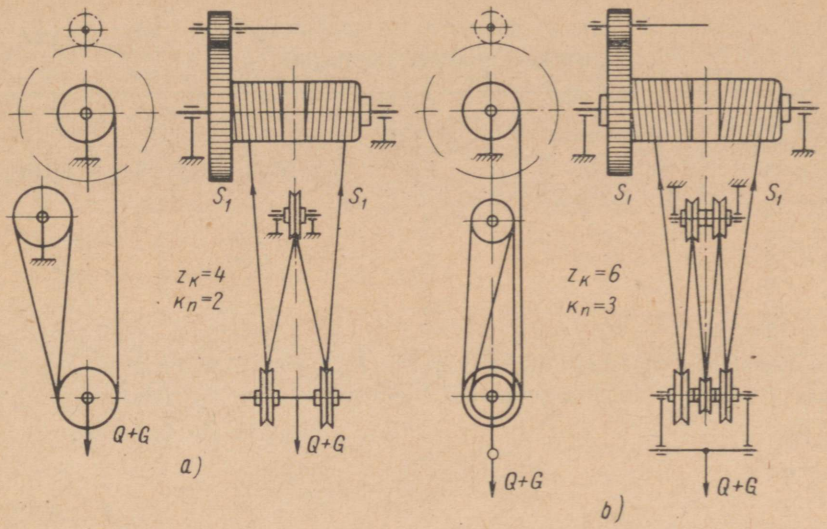
$$S_1 = \frac{(Q + G)10}{Z_k \eta_n}, \qquad (1)$$

Tabel 2

ВНИИПТМАШ [1] unifitseeritud elektriliste sildkraanade polüspastide karakteristika

Tõstevõime (tonni)	Trossi kandvate harude arv		Tõstevõime (tonni)	Trossi kandvate harude arv	
	tõste peamehhanism	tõste abimehhanism		tõste peamehhanism	tõste abimehhanism
5 10	4 4	— —	$\frac{50}{10}$	10	4
$\frac{15}{3}$	6	2	$\frac{75}{15}$	8	6
$\frac{20}{5}$	8	4	$\frac{100}{20}$	10	8
$\frac{30}{10}$	6	4	$\frac{125}{20}$	12	8

[1] ВНИИПТМАШ — Üleliiduline Tõste-transportmasinaehituse Teadusliku Uurimise Instituut.



Joon. 2. Lasti riputamise skeemid:
a — neljale trossiharule; *b* — kuuele trossiharule.

kus S_1 on enam koormatud trossiharu koormus N-tes,
Q — antud lasti mass kg-des,
G_t — lasti riputamise mehhanismi (konks ja plokk) mass kg-des,
Z_k — tabeli 2 järgi võetud kandvate trossiharude arv,
η_n — kaksikpolüspasti kasutegur, arvestades ka trossi jäikust, valida tabelist 3.

Arvutuslik tõmbekoormus määratakse valemiga

$$S_{1a} = k_v S_1 \quad \text{N}, \tag{2}$$

kus S_{1a} on ühe trossiharu arvutuslik koormus N-tes,
k_v — trossi varutegur, valida tabelist 4.

Kasutades lisas 1 toodud tabeleid valitakse tõmbetugevuse järgi sobiva konstruktsiooniga tross, siinjuures arvutuslik tõmbetugevus ei tohi ületada trossi tõmbetugevust. Üldkasutatavatel kraanadel kasutatakse peamiselt terastrosse traadi tõmbetugevusega $(150 \div 180)\,10^7$ N/m².

Väikese massiga lastide tõstmiseks käsiajamiga tõstemehhanismide abil, samuti ka pingutamiseks ja sidumiseks kasutatakse kanepist köisi. Kanepist köied võivad olla immutamata ja immutatud. Immutamata köied on suurema painduvusega ja on töötamisel mõnusamad, kuid niiskumisel kaotavad oma tugevuse ja võivad hakata mädanema. Immutatud köied seevastu on ilmastikukindlamad ja leiavad kasutamist peamiselt montaažitöödel.

Konstruktsioonilt jagatakse kanepist köied trossköiteks (normaalkonstruktsioon, joon. 1, *f*), mis saadakse kanepikiust korru-

Tabel 3

Kaksikpolüspastide kasutegurid η_n

Kandvate trossiharude arv	Pöörlevate plokirataste arv	Polüspasti ülekandearv K_n	Kasutegur η_n	
			veerelaagritega	liugelaagritega
4	2	2	0,98	0,94
6	4	3	0,96	0,92
8	6	4	0,94	0,90
10	8	5	0,92	0,88
12	10	6	0,91	0,85

Märkus: Polüspasti ülekandearvuks K_n nimetatakse kandvate trossiharude arvu Z_k ja trumlile kulgevate trossiharude arvu Z_{tr} suhet, s. o. $K_n = \frac{Z_k}{Z_{tr}}$.

Tabel 4

Trossi väikseim lubatav varutegur Riikliku Tehnilise ja Mäejärelevalve (Госгортехнадзор) normide järgi *

Trossi määratlus	k_v
Kande- ja tõmbetrossid	
käsikäitamisega seadmetel	4,5
masinkäitamisega seadmetel töörežiimiga:	
kerge	5,0
keskmine	5,5
raske	6,0
Tõmbetrossid tõmbitsa ülesannetes	3,5
Haardekopa trossid, kui haardekoppa käitavad kaks eriajamit eraldi mootoritega (arvestades, et kopa ja lasti mass jaguneb trossidele ühtlaselt)	6,0
Haardekopa trossid ühe mootoriga käitataval kopal, samuti aga ka ühetrossilistel ja mootorkoppadel	5,0
Mastide ja tugede tõmbitsad:	
pidevalt töötavatel kraanadel	3,5
ajutiselt töötavatel kraanadel (perioodiga 1 aasta)	3,0
Inimeste tõstmiseks ettenähtud vintside trossid	9,0

* Edaspidi märgitakse Riikliku Tehnilise ja Mäejärelevalve normid viitena raamatule [6].

tatud lõimedest valmistatud kolme köiekeeru korrutamisega, ja kaabelköiteks (joon. 1, *g*), milles kolm keerdu on vastassuunaliselt kokku korrutatud.

Kanepist köied on normitud GOST 483-55-ga ja valitakse tõmbetugevuse järgi varuteguriga $k_v = 8$.

Köie trumlite ja plokkide läbimõõt D_{pl} määratakse olenevalt köie läbimõõdust d_k (d_k on köit piirava ringjoone läbimõõt):

$$D_{pl} = 10d_k.$$

Arvutusnäide. Valida elektrilise sildkraana vankri tõstemehhanismile tross GOST 2688-55 järgi, kui kraana tõstevõime $Q = 15$ t, konksuploki mass $G = 300$ kg, töörežiim on keskmine ja plokid on monteeritud veerelaagritele.

Tabelist 1 valime $Q = 15$ t kandvate trossiharude arvu $Z_k = 6$; tabelist 3 kasuteguri $\eta_n = 0{,}96$; tabelist 4 trossi varuteguri $k_v = 5{,}5$, kui $ПВ = 25\%$.

Ühe trossiharu maksimaalne koormus

$$S_1 = \frac{(Q+G)\cdot 10}{Z_k \eta_n} = \frac{(15000+300)10}{6\cdot 0{,}96} = 26560 \text{ N}.$$

Trossiharu arvutuslik tõmbetugevus

$$S_{1a} = k_v S_1 = 5{,}5 \cdot 26560 = 146080 \text{ N}.$$

Tabelist lisas 1 valime trossi tüüp ЛК-Р $6 \times 19 + 1$oc, mille katkejõud $S_0 = 150500$ N, traadi tõmbetugevus $\sigma_b = 170 \cdot 10^7$ N/m², trossi läbimõõt $d_{tr} = 16{,}5$ mm.

Trossi tegelik varutegur

$$k_v = \frac{S_0 Z_k \eta_n}{(Q+G)10} = \frac{150500 \cdot 6 \cdot 0{,}96}{(15000+300)\cdot 10} = 5{,}66$$

ehk

$$k_v = \frac{S_0}{S_1} = \frac{150500}{26560} = 5{,}66$$

Lülikette kasutatakse lasti tõste- ja veoelementidena. Lülikett valmistatakse väikese süsinikusisaldusega ümarterasest Ст. 2 ja Ст. 3 (GOST 380-60) tõmbetugevusega $\sigma_b = (37 \div 45)10^7$ N/m² lülide ettepainutamise ja keevitamise teel kontaktmenetlusel.

Lülide pikkuse järgi jaotatakse ketid järgmiselt: lühikeste lülidega ketid (joon. 3, *b*), lülipikkusega $e \leqslant 5d$, laiusega $b = 3{,}5d$, ja pikkade lülidega ketid (joon. 3, *a*), mille $e > 5d$, kus d on keti traadi läbimõõt.

Ohutuseeskirjade [6] järgi kasutatakse tõstekettidena lühikeste lülidega kette GOST 2319-55 järgi.

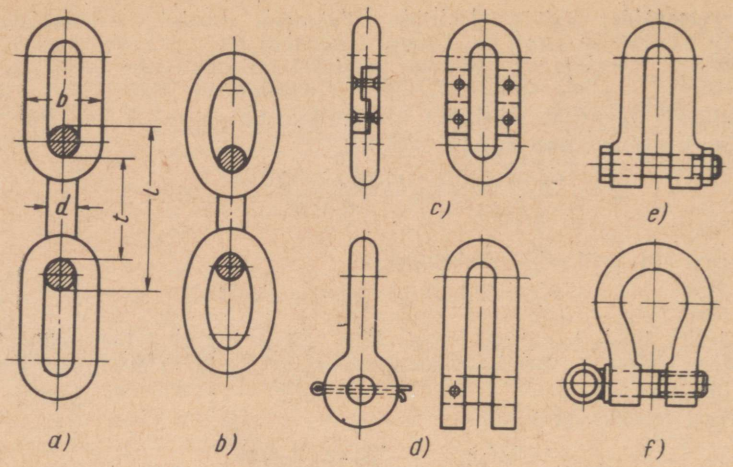
Valmistamise täpsuselt on lüliketid kalibreeritud ja kalibreerimata. Kalibreeritud kettide lüli kuju ja mõõtmete kohta on tehnilistes tingimustes ette nähtud väiksed kõrvalekaldumised, kalibreerimata kettidel on lubatavad kõrvalekaldumised suuremad. Kalibreeritud ketid töötavad plokiratastel ja trumlitel, mis omavad ketilüli hambumiseks vajalikke spetsiaalseid süvendeid, kalibreerimata ketid keritakse tavaliselt siledale trumlile.

Kalibreeritud kettide tehniline karakteristika on toodud lisas 2.

Lüliketi valik toimub keti katkejõu järgi keti töötamistingimustele vastava varuteguriga k_k, mis on määratletud ohutuseeskirjades [6] antud normidega:

$k_k \geqslant 3$ — kalibreeritud ja kalibreerimata ketid käsiajamiga mehhanismidel;

$k_k \geqslant 6$ — kalibreerimata ketid mehaanilise ajamiga seadmetel;



Joon. 3. Lüliketid:
a — pika lüliga; *b* — lühikese lüliga; *c*, *d* — liitelülid; *e*, *f* — lõpplülid.

$k_k \geqslant 8$ — kalibreeritud ketid mehaanilise ajamiga seadmetel;
$k_k \geqslant 5$ — otskonksudega tropid;
$k_k \geqslant 6$ — silmustropid, millega last seotakse ja riputatakse konksu külge.

Keti maksimaalne arvutuslik tõmbekoormus määratakse antud tõstevõime Q järgi.

$$S_{1a} = \frac{k_k Q 10}{Z_k \eta_{pl}} \text{ N}, \tag{3}$$

siin Z_k on kandvate ketiharude arv, tavaliselt 2,
η_{pl} — keti plokiratta kasutegur; $\eta_{pl} = 0{,}96$.

Tabelitest lisas 2 valitakse sobivad keti mõõtmed tingimusega, et seda ketti purustav jõud ei oleks väiksem maksimaalsest arvutuslikust tõmbekoormusest S_{1a}.

Lüliketi otste liitmine ketilüli purunemisel või kettide jätkamisel toimub liitelüliga (joon. 3, *c*, *d*). Lüliketi kinnitamine tõstemehhanismi elementide külge toimub lõpplüli abil (joon. 3, *e*, *f*).

Arvutusnäide. Valida kalibreeritud lülikett käsitalile tõstevõimega $Q = 1$ t. Last riputatakse kahele ketiharule. Keti varutegur $k_k = 3$.

Keti arvutuslik tõmbekoormus

$$S_{1a} = \frac{k_k Q 10}{Z_k \eta_{pl}} = \frac{3 \cdot 1000 \cdot 10}{2 \cdot 0{,}96} = 15600 \text{ N}.$$

Tabelitest lisas 2 valime keti, mille katkejõud on 16000 N, $d = 7$ mm, $t = 21$ mm ja $b = 24$ mm.

Tegelik varutegur

$$k_k = \frac{S_0 Z_k \eta_{pl}}{10Q} = \frac{16000 \cdot 2 \cdot 0{,}96}{10\,000} = 3{,}07.$$

Liigendkette kasutatakse painduva tõsteelemendina suure tõstevõimega käsitalides ja elektriliselt käitatavates tõstemehhanismides väikestel kiirustel. Liigendketi väändumise vältimiseks peab tingimata kindlustama lasti vaba pöördumise keti suhtes. Liigendkett on koostatud lüliplaatidest, mis on omavahel liidetud võllikutega. Lüliplaatide kuju ja mõõtmed sõltuvad keti töötingimustest ja koormusest.

Tõstmiseks ettenähtud liigendketid valmistatakse kvaliteetsüsinikterastest, margid 40, 45 ja 50 (GOST 1050-60).

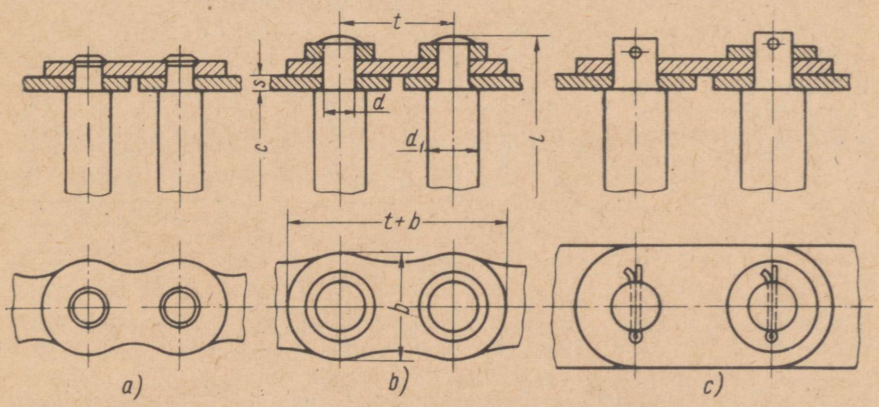
Olenevalt keti koormamise suurusest liidetakse lüliplaadid võllikutega kolmel viisil (joon. 4): needitakse võlliku otsad alusseibideta, needitakse alusseibidega, liidetakse tihvtide abil (splintidega).

Liigendkettide rakendamisel kasutatakse plokirattana vastavalt profileeritud ketiratast. Trumlile niisuguseid kette kerida ei saa ega tohi.

Liigendkettide valik toimub analoogiliselt lüliketi valikuga, varutegur valitakse antud juhul:

$k_k = 5$ keti liikumiskiirusel $v \leqslant 0{,}25$ m/s,
$k_k = 6$ „ „ $v \leqslant 0{,}5$ m/s,
$k_k = 8$ „ „ $v \leqslant 1{,}0$ m/s,
$k_k = 10$, kui kett töötab löökidega ja vibreerib.

Liigendketi elementide mõõtmed on määratud GOST 191-52-ga (vt. lisa 2).



Joon. 4. Tõste liigendketid:
a — ilma seibita needitud võllikutega; *b* — seibile needitud võllikutega; *c* — tihvtidega (lõhistega) liidetud võllikutega.

Arvutusnäide. Arvutada liigendkett tõstemehhanismile $Q = 5$ t vallitamiskraana kolonni tõstmiseks koos kabiiniga. Kolonn kabiiniga on riputatud neljale ketiharule $Z_k = 4$ üle kahe ketiratta. Tõstmine toimub kiirusega $v = 6$ m/min (0,1 m/s).

Võtame keti varuteguriks $k_k = 5$ ja ketiratta kasuteguriks $\eta_{pl} = 0{,}92$.

Määrame ketiharu arvutusliku koormuse

$$S_{1a} = \frac{k_k Q 10}{Z_k \eta_{pl}} = \frac{5 \cdot 5000 \cdot 10}{4 \cdot 0{,}92} = 68\,000 \text{ N}.$$

Tabelitest lisas 2 valime liigendketi, mille katkejõud $S_0 = 80\,000$ N, $t = 40$ mm, $C = 25$ mm, $S = 3$ mm, $b = 28$ mm, plaatide arv ühes lülis on 4, plaadid liidetakse võllikuga neetimise teel ilma seibita.

Tegelik varutegur

$$k_k = \frac{S_0 Z_k \eta_{pl}}{10Q} = \frac{80\,000 \cdot 4 \cdot 0{,}92}{10 \cdot 5000} = 5{,}9.$$

Tõstemasinates on painduva tõsteelemendina kõige laialdasema rakenduse leidnud terastross järgmiste positiivsete omaduste tõttu: painduv ja elastne, lihtne ja odav valmistamisel, löökideta ja vaikne töö, väike omakaal, suur töökiirus ja ohutu ekspluatatsioon. Töötava trossi ohutus on tingitud sellest, et traadid kuluvad ja katkevad järk-järgult, mida saab alati järelevaatusega kindlaks määrata. Traatide välispinna kulumine on lubatud kuni 40%. Ohutuseeskirjadega [6] määratakse kindlaks prakeerimisele kuuluva trossi traatide võimalik katkemiste arv trossi ühe keeru pikkusel (tabel 5).

Terastrossi puudustena tuleb märkida trossi venimist ekspluа-

Tabel 5

Terastrosside prakeerimise normid

Esialgne trossi varutegur tõmbele kraanadel ja tõstemehhanismidel	Trossi konstruktsioon							
	6×19+1oc		6×37+1oc		6×61+1oc		18×19+1oc	
	Ristkorrutus	Paralleelkorrutus	Ristkorrutus	Paralleelkorrutus	Ristkorrutus	Paralleelkorrutus	Ristkorrutus	Paralleelkorrutus
	Prakeerimisele kuuluva trossi katkenud traatide arv ühe keeru pikkusel							
Kuni 6	12	6	22	11	36	18	36	18
6 kuni 7	14	7	26	13	38	19	38	19
7 kuni 8	16	8	30	15	40	20	40	20

Märkus. Kraanadel ja tõstemehhanismidel, mis on ette nähtud sula- ja tulise metalli, hapete, lõhkeainete, tuleohtlike ja mürgiste ainete transpordiks, prakeeritakse trossid, kui katkenud traatide arv ühel trossi keerul on 2 korda väiksem tabelis toodud suurustest.

teerimisel, plokirataste ja trumlite suuri läbimõõte, küllaltki väikest tööiga. Trossi tööiga mõjutavad tehnilise ekspluatatsiooni tingimuste täitmine, määrimise kvaliteet ja perioodsus. Normaalse ekspluatatsiooni tingimustes peab trossi puhastama ja määrima mitte vähem kui üks kord dekaadis.

Liigendkettidel on lülikettidega võrreldes suurem käigusujuvus ja töötamiskindlus, suurem tõstevõime ja nad ei nõua suure läbimõõduga ketirattaid.

Liigendketi puudusteks on painduvus ainult ühes tasapinnas, mis ei võimalda ketti trumlile kerida, suur omakaal, valmistamise kallidus, väike töökiirus (kuni 0,75 m/s), suur kuluvus tolmustes ja niisketes ruumides. Ekspluatatsiooniprotsessis on liigendketti tarvis täpselt hooldada, keti detailide kulumist kontrollida, õigeaegselt ja korralikult määrida.

Lülikette iseloomustab suur painduvus, lihtne konstruktsioon ja valmistamine, väiksed plokirataste ja trumlite läbimõõdud, temperatuuri- ja korrosioonikindlus. Lüliketi negatiivseteks omadusteks on väike kandevõime, väiksed töökiirused (plokil kuni 0,1 m/s, trumlil kuni 1 m/s), lüli kontaktpindade kalestumine ja suur kuluvus, tõukeline käik ja ootamatu katkemise võimalus koormatud olukorras.

Töötava lüliketi kalestumise vähendamiseks on soovitatav seda perioodiliselt lõõmutada.

Ohutuseeskirjade [6] kohaselt ei tohi ühtegi painduvat tõsteelementi ekspluatatsiooni lubada, kui sel ei ole vastavat passi.

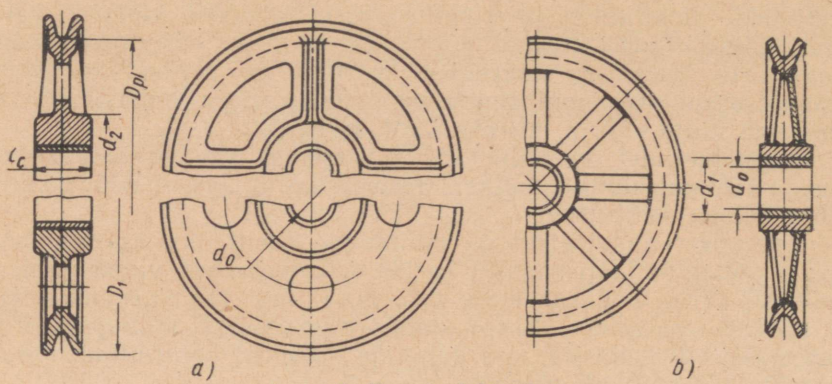
Plokid ja trumlid

Plokirattad terastrossidele. Tõstemehhanismides, kus painduva tõsteelemendina on rakendatud trossi, kasutatakse selle suunamiseks ja toetamiseks sileda põhjaga soontega varustatud plokirattaid. Trossi kinnikiilumise ja sellega kaasneva soonte seinte kulumise vältimiseks valmistatakse sooned pealt laienevatena (joon. 5).

Stantsitud plokkide valmistamisel, läbimõõduga kuni 350 mm, kasutatakse materjalina terast Ст. 3 (GOST 380-60). Suure läbimõõduga plokirattad valatakse raske töörežiimi puhul terasest 25Л ja 35Л (GOST 977-58), keskmise töörežiimi puhul — malmist СЧ 28-48 ja kerge töörežiimi puhul — malmist СЧ 12-28 ning СЧ 15-32 (GOST 1412-54).

Väikeste plokirataste pöid ühendatakse rummuga tavaliselt ketta abil ilma tugevdusribideta. Suurema läbimõõduga (üle 400 mm) plokiratastel tugevdatakse ketast ribidega või kujundatakse kodarad ristikujulise ristlõikega (joon. 5, *a*). Plokiratta võib valmistada ka keevitamise teel (joon. 5, *b*).

Üleminekul plokirattast töötab tross peale tõmbe veel pain-



Joon. 5. Trossi plokirattad:
a — valatud; *b* — keevitatud.

dele. Plokiratta sobiva läbimõõdu valik aitab paindekoormust vähendada ja koos sellega pikendab trossi iga.

Kooskõlas eeskirjadega [6] valitakse plokiratta läbimõõt seosega

$$D_{pl} \geqslant (e - 1)\, d_{tr} \text{ mm}, \tag{4}$$

siin D_{pl} on soone põhjast mõõdetud plokiratta läbimõõt mm;
d_{tr} — trossi läbimõõt mm;
e — tegur, mis sõltub mehhanismi töörežiimist (tabel 6).

Tasakaalu plokirataste läbimõõt võetakse 60% töötava plokiratta läbimõõdust. Plokirataste mõõtmed on antud lisade 3, 4 ja 5 tabelites.

Plokirattad toetuvad telgedele veerelaagrite või liugelaagrite kaudu. Olenevalt plokiratta kohale asetamise viisist ja valitud laagri mõõtmetest kujunevad ka plokiratta rummu mõõtmed, mis määratakse eraldi igal üksikjuhul. Liugelaagriga toetatud plokiratta rummu pikkus valitakse tavaliselt

$$l_c = (1{,}5 \div 2)\, d_0 \text{ mm},$$

kus d_0 on plokiratta telje läbimõõt mm;
l_c — rummu pikkus mm.

Plokiratta telje läbimõõt määratakse arvutusega paindele

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1\ [\sigma]_p}} \text{ m}, \tag{5}$$

kus M_p on telje ohtlikus lõikes mõjuv paindemoment Nm;
$[\sigma]_p$ — lubatud paindepinge N/m².

Seisvatele telgedele
$[\sigma]_p = 1000 \cdot 10^5$ N/m² terastel Ст. 4 ja 20;
$[\sigma]_p = 1200 \cdot 10^5$ N/m² terastel Ст. 5, 30 ja 40.

Teguri e minimaalsed suurused [6] normide järgi

Tõstemasina tüüp	Ajami tüüp	Töörežiim	e
Iga tüüpi tõstemasinad, välja arvatud poomkraanad, elektrilised talid ja vintsid	Käsiajam	—	18
	Masinajam	Kerge	20
		Keskmine	25
		Raske	30
Poomkraanad	Käsiajam	—	16
	Masinajam	Kerge	16
		Keskmine	18
		Raske	20
Elektrilised talid	—	—	20
Tõstemasinate haardekopa vintsid (välja arvatud poomkraanad ja elektrilised talid)	—	—	30
Haardekopa vintsid poomkraanadel	—	—	20
Haardekopa plokid	—	—	18
Lastide ja inimeste tõstmiseks ettenähtud vintsid	Käsiajam	—	16

Pöörlevatele telgedele

$[\sigma]_p = 700 \cdot 10^5$ N/m² terastel Ст. 4 ja 20;

$[\sigma]_p = 800 \cdot 10^5$ N/m² terastel Ст. 5, 30 ja 40.

Rummu sisemine läbimõõt d_1 vastab laagri välisläbimõõdule, rummu välisläbimõõt d_2 valitakse piires

$$d_2 = (1{,}5 \div 1{,}8)\, d_1.$$

Laagripuksiga (liugelaager) kujundatud rummu ja telje vahelist pindsurvet kontrollitakse valemiga

$$q = \frac{S_{pl}}{l_c d_0} \leqslant [q] \text{ N/m}^2, \qquad (6)$$

siin S_{pl} on koormus ühele plokile, $S_{pl} = 2S_1$ N;

l_c — rummu töötav pikkus m;

d_0 — telje läbimõõt m;

$[q]$ — lubatav pindsurve N/m² olenevalt puksi materjalist ja mehhanismi töörežiimist (tabel 7).

Tabel 7

Lubatava pindsurve väärtused

Mehhanismi töörežiim	$[q]$ N/m²	
	teras pronksile	teras malmile
Käsikäitamisega mehhanismid . . .	$180 \cdot 10^5$	$70 \cdot 10^5$
Masinkäitamisega mehhanismid:		
kerge ja keskmise töörežiimiga . .	$150 \cdot 10^5$	$60 \cdot 10^5$
raske töörežiimiga	$100 \cdot 10^5$	$40 \cdot 10^5$

Arvutusnäide. Määrata tõstemehhanismi polüspasti ülemise, seisva ploki (joon. 2, *b*) plokirataste mõõtmed, kui $Q = 15$ t, $G = 300$ kg, $Z_k = 6$, $S_1 = 26560$ N, $d_{tr} = 16{,}5$ mm, $ПВ = 25\%$, $e = 25$.

Määrame ploki koormuse

$$S_{pl} = 2S_1 = 2 \cdot 26560 = 53120 \text{ N}.$$

Määrame ploki läbimõõdu

$$D_{pl} = (e - 1)d_{tr} = (25 - 1) \cdot 16{,}5 = 396 \text{ mm}.$$

Tabelist lisas 5 valime $D_{pl} = 400$ mm, $d_0 = 60$ mm, $l_c = 70$ mm.

Teostame puksi pindsurve kontrolli

$$q = \frac{S_{pl}}{d_0 l_c} = \frac{53120}{0{,}06 \cdot 0{,}07} = 126 \cdot 10^5 < [q] = 150 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Plokiratta soone mõõtmed valime tabelist lisas 5.

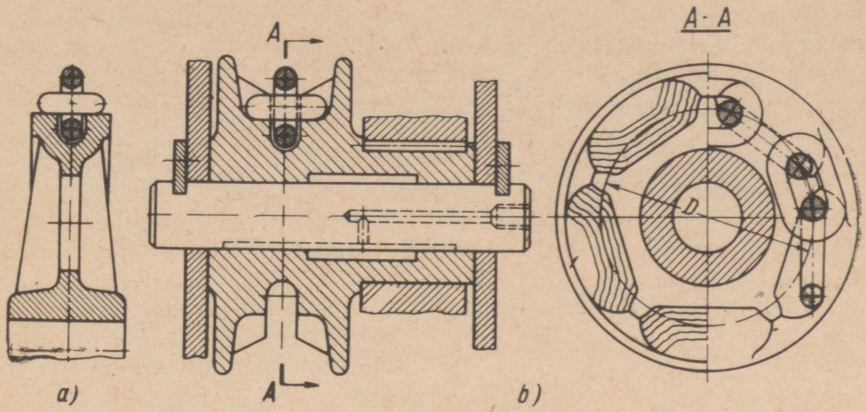
Lüliketi plokirattaid kasutatakse käsivintsides ja talides tõmberattana, mille kaudu tekitatud moment kantakse lasti tõstmiseks üle tööplokirattale tigu- või hammasajami abil. Kalibreeritud ketilülidel on ühesugune kuju ja mõõtmed ja nad on asetatud järjestikku risti asuvates tasapindades (horisontaalses ja vertikaalses). Horisontaalsed lülid, mille kaudu toimubki jõu ülekanne, on paigutatud plokiratta põias olevaisse pesadesse. Vertikaalsed lülid paiknevad vabalt põia soones (joon. 6). Lüliketi plokirattad valmistatakse äärisega ja ilma, kusjuures tõmberatastena kasutatakse eranditult ääristatud plokirattaid. Tunduva takistuse tõttu keti minekul plokirattale on lüliketi plokiratta kasutegur $\eta_{pl} = 0{,}93$.

Lüliketi plokirattad valatakse täpsete mudelite järgi, materjalina kasutatakse halli malmi mark СЧ 15-32 ja СЧ 18-36 (GOST 1412-54), erijuhul valmistatakse plokirattad terasvalust 25Л (GOST 977-58).

Lüliketi plokiratta mõõtmed olenevad valitud pesade arvust ja keti mõõtmeist — sammust ja ketitraadi läbimõõdust.

Kui $z \leqslant 6$ ja $d \geqslant 9$, määratakse plokiratta algringjoone läbimõõt D valemiga

$$D = \sqrt{\frac{t}{\sin\frac{90°}{z}} + \frac{d}{\cos\frac{90°}{z}}} \text{ mm}, \qquad (7)$$



Joon. 6. Lüliketi plokirattad:
a — ääriseta; *b* — äärisega.

milles t on lüliketi samm mm;
d — ketitraadi läbimõõt mm;
z — plokiratta pesade arv.

Väikseim pesade arv on $z = 4 \div 6$. Minimaalset pesade arvu rakendatakse vaid erandjuhtudel, sest ketilülide suure pöördenurga tõttu plokirattale minekul on keti kulumine suur.

Pesade arvul $z \geqslant 9$ ja ketitraadi läbimõõdul $d \leqslant 16$ mm mõjutab teine liige ruutjuure all arvutustulemust vähe ja selle võib ära jätta. Valem (7) saab siis järgmise kuju:

$$D = \frac{t}{\sin\frac{90^\circ}{z}} \text{ mm}. \qquad (8)$$

$\text{Sin}\frac{90^\circ}{z}$ väärtused on toodud tabelis 8.

Tabel 8

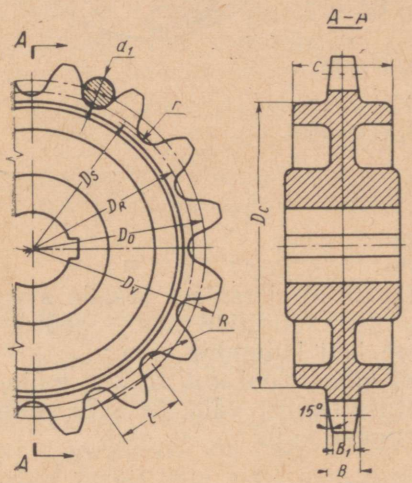
$\text{Sin}\frac{90^\circ}{z}$ väärtused

z	$\sin\frac{90^\circ}{z}$	z	$\sin\frac{90^\circ}{z}$	z	$\sin\frac{90^\circ}{z}$	z	$\sin\frac{90^\circ}{z}$	z	$\sin\frac{90^\circ}{z}$
4	0,5000	12	0,1305	21	0,0747	30	0,0523	39	0,0403
4	0,3827	13	0,1205	22	0,0712	31	0,0506	40	0,0393
5	0,3090	14	0,1120	23	0,0682	32	0,0491	45	0,0349
6	0,2588	15	0,1045	24	0,0554	33	0,0476	50	0,0314
7	0,2225	16	0,0980	25	0,0628	34	0,0463	60	0,0262
8	0,1951	17	0,0923	26	0,0604	35	0,0448	70	0,0224
9	0,1736	18	0,0872	27	0,0581	36	0,0436	80	0,0196
10	0,1564	19	0,0826	28	0,0561	37	0,0424	90	0,0175
11	0,1423	20	0,0785	29	0,0541	38	0,0413	100	0,0156

Arvutusnäide. Määrata kalibreeritud lüliketi plokiratta läbimõõt, kui keti $t = 21$ mm, $d = 7$ mm. Valime $z = 14$.

$$D = \frac{t}{\sin\frac{90°}{z}} = \frac{21}{0{,}112} = 187{,}5 \text{ mm}.$$

Liigendketi plokirattad. Käsitalidel ja vintsidel tõstevõimega üle 10 t kasutatakse painduva tõsteelemendina liigendketti, kus veorattana on kasutatud ketiratast (joon. 7). Ketirattad valmistatakse terasest Ст. 4 ja Ст. 5 (GOST 380-60), terasest 20 (GOST 1050-60) ja terasevalust 25Л (GOST 977-58).



Joon. 7. Ketiratas liigendketile.

Ketiratta hammaste arv sõltub tõstemehhanismi tõstevõimest:

$z = 6 \div 7$ — minimaalne hammaste arv;

$z \geqslant 8$ — tõstevõimel kuni 3000 kg;

$z \geqslant 9$ — tõstevõimel 3000 kuni 20 000 kg;

$z \geqslant 10$ — tõstevõimel üle 20 000 kg.

Olenevalt keti tüübist valmistatakse ketirattad ühe või kahe rea hammastega (rull-puksketid). Hammaskettide korral valmistatakse ketirattad suurema laiusega ja hammaste keskosas kujundatakse soon keti juhtplaatide paigutamiseks. Ketiratta kasutegur on 0,95.

Ketiratta rummu mõõtmed sõltuvad võlli mõõtmeist ja valitakse samades piirides, kui trossi plokiratastel ja lüliketi plokiratastel.

Ketiratta hammaste kuju ja mõõtmed sõltuvad valitud liigendketi karakteristikust ja hammaste arvust.

GOST 591-61-ga on määratud ketirataste hambaprofiil puks- ja rull-pukskettidele.

Tõste-liigendkettide hambaprofiili kujundamise ja arvutamise metoodika on määratud GOST 590-54-ga. Ketiratta hamba profileerimine toimub järgmiste valemite abil:

algringjoone läbimõõt $D_0 = \dfrac{t}{\sin\frac{180}{z}}$;

abiringjoone läbimõõt $D_R = D_0 - 0{,}2t$;

hamba põhja raadius $r = 0{,}53d_1$;

hamba pea raadius $R = t - r$;

Tabel 9

z	$\sin\frac{180°}{z}$	z	$\sin\frac{180°}{z}$	z	$\sin\frac{180°}{z}$	z	$\sin\frac{180°}{z}$	z	$\sin\frac{180°}{z}$
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305	29	0,1081
10	0,3090	15	0,2079	20	0,1564	25	0,1253	30	0,1045

välisläbimõõt $D_v = D_0 + 1{,}2d_1$;
jalgade ringjoone läbimõõt $D_s = D_0 - d_1$;

põia välisläbimõõt $D_c = t \cdot \operatorname{ctg}\frac{180°}{z} - 1{,}2b$;

hamba laius $B = 0{,}9c$;
hamba pea laius $B_1 = B - 0{,}16t$,

kus t on keti samm;
d_1 — keti võlliku läbimõõt;
c — keti sisemiste lülide vahekaugus;
b — keti plaadikese laius;
z — ketiratta hammaste arv;
$\sin\frac{180°}{z}$ väärtused on toodud tabelis 9.

Arvutusnäide. Määrata liigendketi ketiratta mõõtmed, kui $t = 40$ mm, $c = 25$ mm, $d_1 = 14$ mm, $b = 28$ mm. Valime $z = 16$.
Algringjoone läbimõõt

$$D_0 = \frac{t}{\sin\frac{180}{z}} = \frac{40}{0{,}1951} = 205 \text{ mm.}$$

Abiringjoone läbimõõt

$$D_R = D_0 - 0{,}2t = 205 - 0{,}2 \cdot 40 = 197 \text{ mm.}$$

Hamba põhja raadius

$$r = 0{,}53d_1 = 0{,}53 \cdot 14 = 7{,}42 \text{ mm.}$$

Hamba pea raadius

$$R = t - r = 40 - 7{,}42 - 32{,}58 \text{ mm.}$$

Ketiratta välisläbimõõt

$$D_v = D_0 + 1{,}2d = 20{,}5 + 1{,}2 \cdot 14 - 221{,}8 \text{ mm.}$$

Jalgade ringjoone läbimõõt

$$D_s = D_0 - d_1 = 205 - 14 = 191 \text{ mm.}$$

Põia suurim läbimõõt

$$D_c = t \cdot \operatorname{ctg}\frac{180°}{z} - 1{,}2b = 40 \cdot 4{,}511 - 1{,}2 \cdot 28 = 146{,}84 \text{ mm.}$$

Hamba jala laius

$$B = 0{,}9c = 0{,}9 \cdot 25 = 22{,}5 \text{ mm.}$$

Hamba pea laius

$$B_1 = B - 0{,}16t = 22{,}5 - 0{,}16 \cdot 40 = 16{,}1 \text{ mm.}$$

Trumlid. Trumlid valmistatakse valatud ja keevitatud kujul. Valatud trumlite mass on märgatavalt suurem kui keevitatud trumlitel. Nende valmistamine, eriti individuaaltootmisel, on kallim, mille tõttu neid on otstarbekohane kasutada vaid unifitseeritud tõstemehhanismides.

Keevitatud trumlitel on valatud trumlitega võrreldes 35—40% väiksem mass. Kuni 400 mm läbimõõduga trumlite valmistamisel kasutatakse paksuseinalist tõmmatud toru. Suurema läbimõõduga trumlid valmistatakse valtsterase lehtedest.

Eeskirjade [6] kohaselt lubatakse trossi trumlile kerida vaid ühes reas. Trossi keerdude omavahelise hõõrdumise vältimiseks on trumli pind varustatud kruvijoone järgi kulgeva soonega, mis on ühepoolne, kui trumlile keritakse üks trossiharu, ja kahepoolne (vastassuunaline), kui trumlile keritakse kaks trossiharu.

Siledaid trumleid kasutatakse vaid käsikäitamisega tõstemehhanismidel ja väikese tõstevõimega masinkäitamisega tõstemasinatel. Sileda pinnaga trummel on trossi mahajooksu vältimiseks varustatud ääristega.

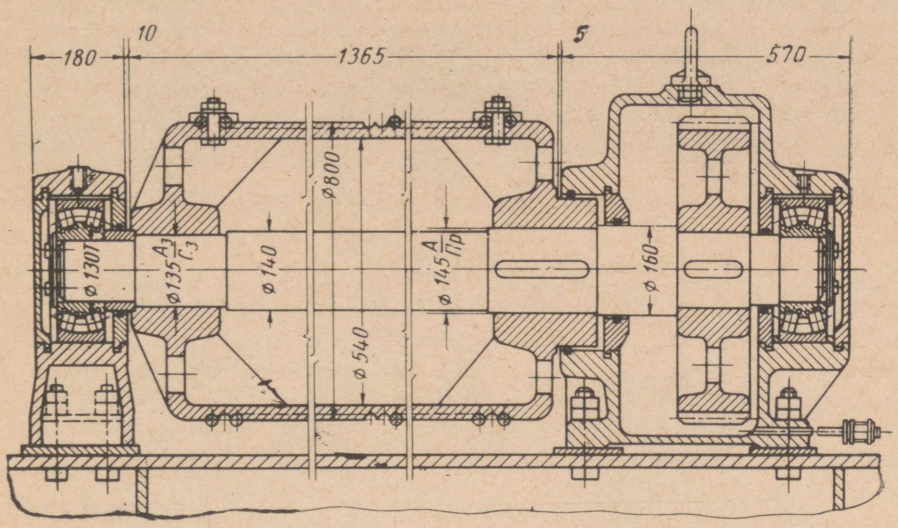
Trumli montaaž on toodud joonistel 8 ja 9. Siledapinnalistele trumlitele keritakse tross sageli mitmes kihis, mille tõttu tross kulub kiiremini. Kruvijoonelise soone olemasolu suurendab trossi kontaktpinda trumliga ja koos sellega vähendab trossi kulumist. Soone kuju võib olla normaalne (joon. 9, *b*) või sügav (joon. 9, *c*). Normaalsoone samm on sügava soone sammust väiksem, mille tõttu see on praktikas eelistatud, sest normaalsoonega trumli pikkus kujuneb sügava soonega trumli pikkusest väiksemaks.

Trossi trummel kinnitatakse võllile või teljele ühe rummu kaudu liistu abil. Laagriteks on tavaliselt veerelaagrid, mis paigutatakse montaaži ja määrimise hõlbustamiseks väljapoole trumlit. Harvadel juhtudel monteeritakse trummel seisvale teljele. Siis on laagrid pressitud trumli äärikute rummudesse, mis aga raskendab nende hooldamist. Trumlivõllil (teljel) võib olla kaks või kolm laagrit.

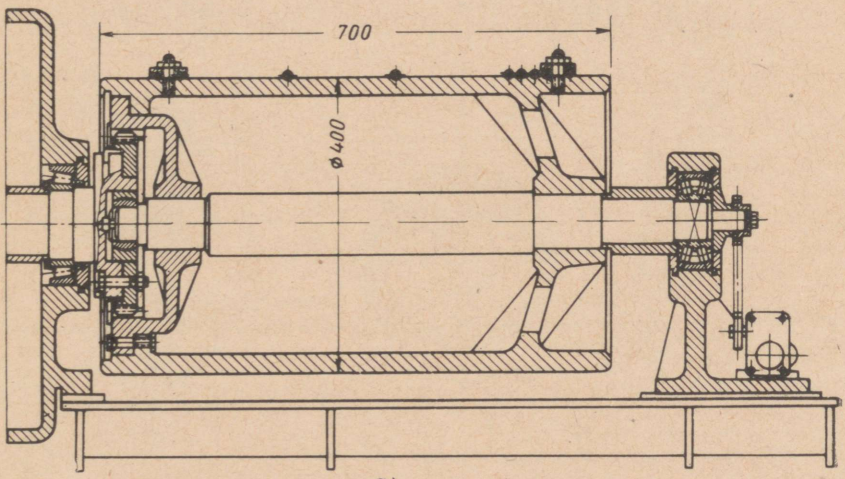
Kolme laagriga trumlivõll raskendab mehhanismi montaaži ja demontaaži ning on suurte tõstevõimete korral väga kohmakas, seepärast soovitatakse teda rakendada vaid kuni 10—15-tonnistel tõstevõimetel.

Moment kantakse trumlile reduktori väljuvale võllile kinnitatud hammassiduri kaudu, otse reduktori väljuva võlli kaudu, trumlile kinnitatud hammasvöö kaudu jne.

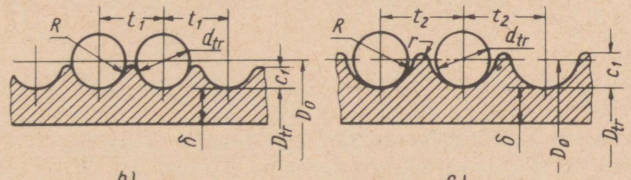
Lahtisi hammasajameid kohtame ainult vananenud konstruktsiooniga tõstemehhanismidel, käsiajamiga vintsidel ja väikese tõstevõimega mehaanilise ajamiga tõstemasinatel. Kõige kaasaegsema ja töökindlama lahenduse trumli käitamiseks on esitanud ВНИИПТМАШ, kus võimsuse üleandmine trumlile toimub reduktori väljuvale võllile kinnitatud kompenseeriva hammas-



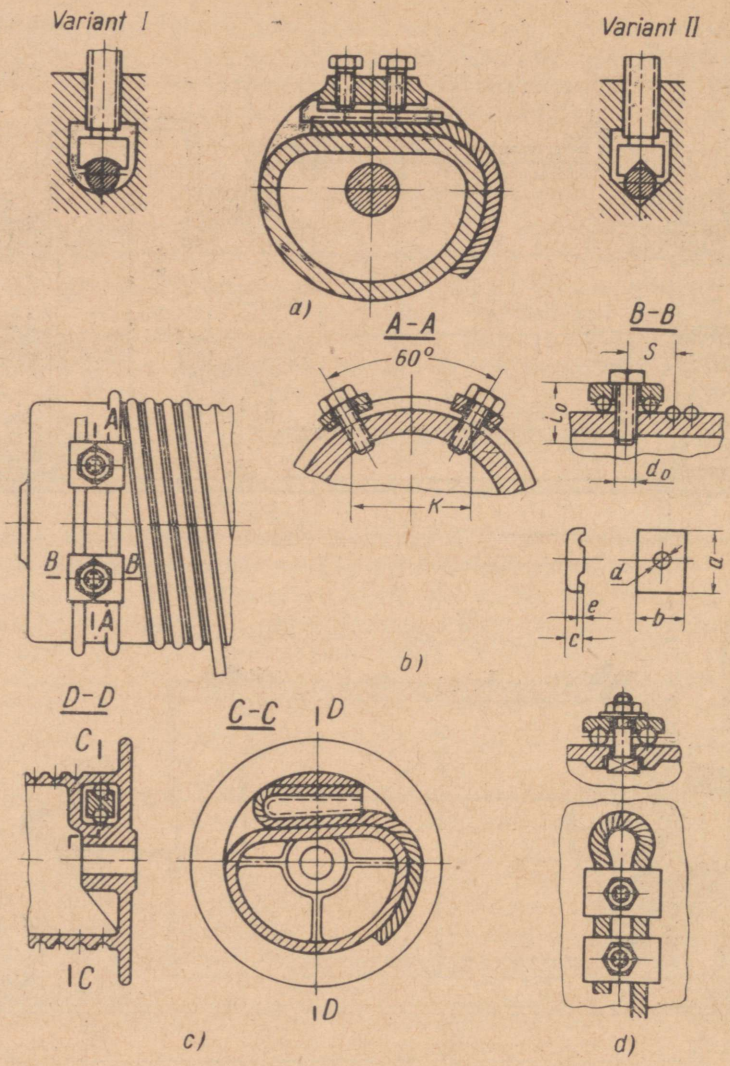
Joon. 8. Trumli montaaž kahe laagriga võllile (Uralmašzavod).



a)



Joon. 9. Trumli montaaž kahe laagriga teljele (Sibtjažmaš):
a — üldvaade; *b* — normaalne soon; *c* — sügav soon.



Joon. 10. Trossi kinnitus trumlile:
a — poltidega pingutatud liistud; *b*, *c* — plaatidega; *d* — kiiluga.

siduri kaudu (joon. 9, *a*), kusjuures trumli võll on reduktori võlliga tsentreeritud sfäärilise laagri abil.

Tross kinnitatakse trumlile poltidega pingutatava liistuga (joon. 10, *a*), soonestatud plaatidega (joon. 10, *b*, *c*) või ainult kiiluga (joon. 10, *d*).

ВНИИПТМАШ poolt unifitseeritud sildkraana tõstevankri

trumli trossi kinnituse normatiivid on esitatud tabelis 10.

Trumli arvutamisel määratakse selle läbimõõt D_{tr}, seina paksus δ, soone samm t, soone raadius r, trumli pikkus l ja kontrollitakse trumlit (vastupidavust) survele ning paindest ja väändest koosnevale liitkoormusele (arvutusskeem on esitatud joonisel 11).

Trumli läbimõõt valitakse võrdne plokiratta läbimõõduga

$$D_{tr} = D_{pl}.$$

Seina paksus δ on malmtrumlil võrdne $0{,}02D_{tr} + (6 \div 10)$ mm, kuid mitte väiksem kui 12 mm, terastrumlil $(1 + 1{,}2)d_{tr}$ mm. Soone samm $t = d_{tr} + (2 \div 3)$ mm.

Tabel 10

Normatiivid trossi kinnitamiseks ВНИИПТМАШ trumlitele (joon. 10, *b*)

d_{tr} mm	Kinnituskoha mõõtmed mm		Poldi mõõtmed mm		Plaadi mõõtmed mm					Kinnituste arv
	K	S	d_0	l_0	a	c	d	e	b	
4,8—6,2	28	19	8	20	25	8	9	2	25	1
7,7—8,7	34	25	10	30	35	10	11	4	35	1
11—13	52	35	16	45	45	16	17	5	45	1
15—18	53	43	18	50	50	18	19	7	50	1
19,5—21,5	58	53	22	60	70	20	24	8	55	1
23—26	78	60	22	60	80	25	24	10	60	1
28—31	78	70	27	75	90	30	29	12	65	1
32,5—36	100	85	30	100	120	35	32	14	90	2

Trumli soonte mõõtmed mm (joon. 9, *b*, *c*)

d_{tr}	R	Normaalsoon		Sügav soon			d_{tr}	R	Normaalsoon		Sügav soon		
		t_1	c_1	t_2	c_2	r_1			t_1	c_1	t_2	c_2	r_1
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2
6,2	4	8	2	11	5,5	1,5	24	13,5	27	6	31	16	2,5
8,7	5	11	3	13	6,5	1,5	26	14,5	29	8	35	18	2,5
11,0	7	13	3	17	8,5	1,5	28	15,5	31	8	35	18	2,5
13,0	8	15	4	19	9,5	1,5	32,5	18	37	10	—	—	—
15,5	9	17	5	22	11	2	34,5	19	38	10	41	22	3
17,5	10	20	5	—	—	—	39	21	42	12	50	24,5	3,5

Soone raadius $R = (0{,}53 \div 0{,}54)d_{tr}$ mm.

Trumli üldpikkus koosneb üksikute sektsioonide pikkustest

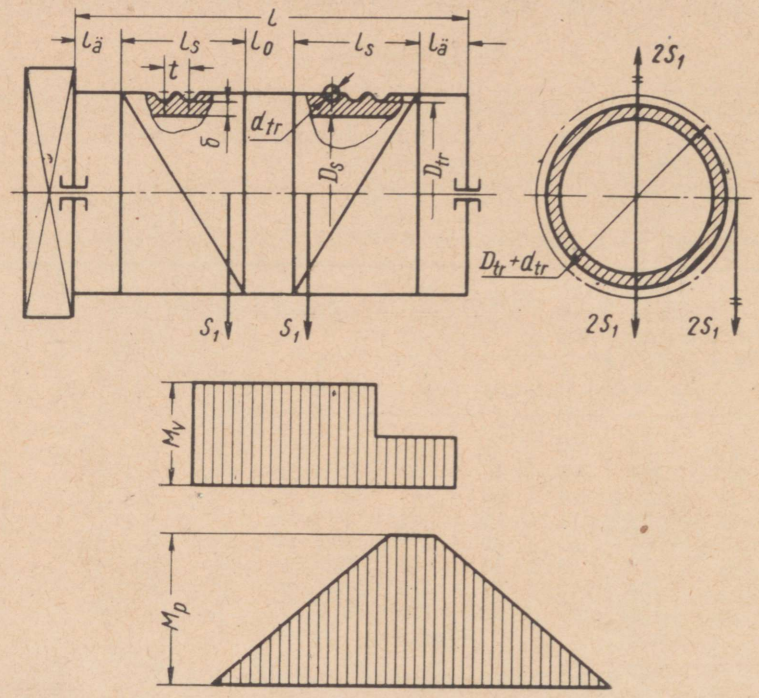
$$l = 2l_s + 2l_ä + l_0 \text{ mm}. \qquad (a)$$

Trumli keermestatud osa pikkus

$$l_s = (Z_p + Z_s + Z_t)\,t \text{ mm};$$

kus $Z_p = 2 \div 3$ on trossi kinnituskeerdude arv trumlil;

$Z_s = 1{,}5 \div 2$ — trossi varukeerdude arv lasti alumises asetuses, $Z_p + Z_s = 4 \div 5$;



Joon. 11. Trumli arvutusskeem.

Z_t — töökeerdude arv $Z_t = \dfrac{L_t}{2\pi D_{tr}}$.

Trossi trumlile keritav töötav pikkus

$$L_t = Z_k H,$$

kus Z_k on kandvate trossiharude arv;

H — lasti etteantud tõstekõrgus m.

Nüüd

$$Z_t = \frac{Z_k H}{2\pi D_{tr}}.$$

Et

$$\frac{Z_k}{2} = \frac{Z_k}{Z_{tr}} = k_n,$$

siis $Z_t = \frac{k_n H}{\pi D_{tr}}$ ja $l_s = \left[(4 \div 5) + \frac{k_n H}{\pi D_{tr}}\right] t.$

Trumli äärmise sileda osa minimaalne pikkus

$$l_{\ddot{a}} = (2 \div 3) t.$$

Trumli keermestatud osade vahekaugus

$$l_0 = (Z_{pl} - 1) l_c,$$

kus Z_{pl} on polüspasti liikuva ploki plokirataste arv;
l_c — ploki rummu pikkus.
Trumli arvutatud pikkus

$$l = 2\left[(4 \div 5) + \frac{k_n H}{\pi D_{tr}}\right] t + 2(2 \div 3) t + (Z_{pl} - 1) l_c =$$

$$= \left[(12 \div 16) + \frac{2k_n H}{\pi D_{tr}}\right] t + (Z_{pl} - 1) l_c. \qquad (10)$$

Trumli seina kontroll survele

$$\sigma_s = \frac{S_l}{\sigma_t} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2, \qquad (11)$$

kus S_l on ühe trossiharu koormus N;
$[\sigma]_s$ — lubatav survepinge N/m².
Arvutustes võetakse
$[\sigma]_s = 800 \cdot 10^5$ N/m² malmile СЧ 15-32
$[\sigma]_s = 1000 \cdot 10^5$ N/m² terastele 25Л ja 30Л;
$[\sigma]_s = 1100 \cdot 10^5$ N/m² terastele Ст. 3 ja Ст. 5.
Trumli kontrollimisel painde ja väände koosmõjule arvutatakse paindemoment valemiga

$$M_p = S_1 \frac{l}{2} \text{ Nm}$$

ja väändemoment valemiga

$$M_v = 2S_1 \frac{D_{tr} + d_{tr}}{2} = S_1 (D_{tr} + d_{tr}) \text{ Nm}.$$

Taandatud momendi suurus

$$M_0 = \sqrt{M_p^2 + M_v^2} \text{ Nm}.$$

Trumli ristlõike vastupidavusmoment

$$W_p = 0{,}1 D_{tr}^3 (1 - \alpha^4) \text{ m}^3, \text{ kus } \alpha = \frac{D_s}{D_{pl}}.$$

$D_s = D_{tr} - 2\delta$ on trumli sisemine läbimõõt m.

Küllaldase täpsusega võib vastupidavusmomenti arvutada valemiga

$$W_p = 0{,}8 (D_{tr} - \delta)^2 \text{ m}^3.$$

Summaarne pinge väändest ja paindest

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_p} < [\sigma]_p \text{ N/m}^2 \qquad (12)$$

Arvutusnäide. Määrata ja kontrollida malmist СЧ 15-32 valmistatud trumli mõõtmed, kui on antud: trossiharu koormus $S_1 = 26560$ N, trossi läbimõõt $d_{tr} = 16{,}5$ mm, polüspasti ülekandearv $k_n = 3$, plokirataste arv konksuplokil $Z_{pl} = 3$, plokiratta rummu pikkus $l_c = 70$ mm, tõstekõrgus $H = 10$ m.

Trumli läbimõõt

$$D_{tr} = D_{pl} = 400 \text{ mm} = 0{,}4 \text{ m}.$$

Trumliseina paksus

$$\delta = 0{,}02 D_{pl} + (6 \div 10) = 0{,}02 \cdot 400 + (6 \div 10) = 18 \text{ mm} = 0{,}018 \text{ m}.$$

Trossisoone samm

$$t = d_{tr} + (2 \div 3) = 16{,}5 + (2 \div 3) = 20 \text{ mm} = 0{,}02 \text{ m}.$$

Trumli pikkus

$$l = \left[(12 \div 16) + \frac{k_n H}{\pi D_{tr}} \right] t + (Z_{pl} - 1) l_c =$$

$$= \left(16 + \frac{2 \cdot 3 \cdot 1000}{\pi \cdot 40} \right) 2 + (3 - 1) 7 = 141{,}4 \text{ cm} = 1{,}414 \text{ m}.$$

Valime $l = 1400$ mm $= 1{,}4$ m.

Kontrollime trumliseina paksust survele

$$\sigma_s = \frac{S_1}{\delta t} = \frac{26560}{0{,}018 \cdot 0{,}02} = 740 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < [\sigma]_s = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Paindemoment

$$M_p = S_1 \frac{l}{2} = 26560 \frac{1{,}4}{2} = 18592 \text{ Nm}.$$

Väändemoment

$$M_v = S_1 (D_{tr} + d_{tr}) = 26560 (0{,}4 + 0{,}0165) = 11100 \text{ Nm}.$$

Taandatud moment

$$M_0 = \sqrt{M_p^2 + M_v^2} = \sqrt{18592^2 + 11100^2} = 21700 \text{ Nm}.$$

Vastupidavusmoment

$$W_p = 0{,}1 D_{tr}^3 (1 - \alpha^4) = 0{,}1 \cdot 0{,}4^3 (1 - 0{,}94) = 2220 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

Summaarne pinge

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_p} = \frac{21700}{2220 \cdot 10^{-6}} = 97{,}7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Summaarse pinge väiksuse tõttu võib piirduda vastupidavuse kontrolliga survele.

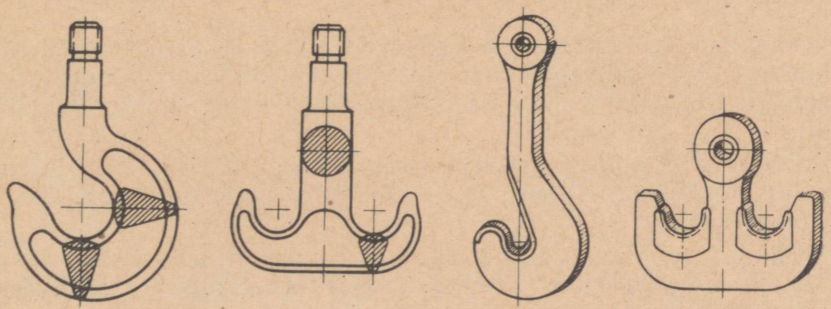
Lastihaaramise seadmed

Ühe- ja kahepoolsed konksud (joon. 12, *a*, *b*) valmistatakse terasest 20 (GOST 1050-60). Käsikäitamisega tõstemehhanismide ühepoolsed konksud (GOST 6626-53) valmistatakse tõstevõimega 0,25—20 t, masinkäitamisega tõsteseadmete ühepoolsed konksud (GOST 6627-53) — tõstevõimega 0,25—75 t, kahepoolsed — 5—75 t.

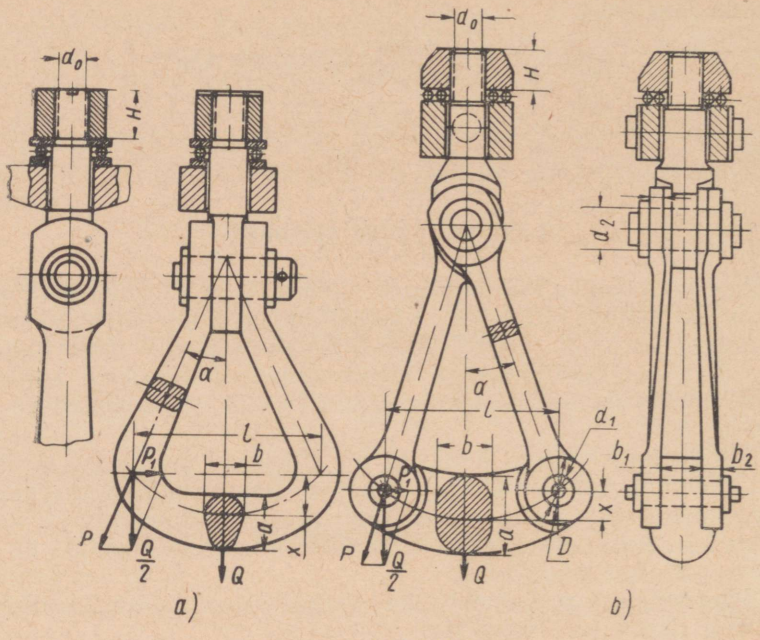
Ühe- ja kahepoolsed konksud on enamikul juhtudest sepistatud ja lõõmutatud. Valamise arenenud tehnoloogilise taseme ja kontrollimise võimaluste juures saab praegu valmistada ka valatud konkse, mis oma tugevuse ja töökindluse seisukohalt ei jää maha sepistatud konksudest.

Tõsteseadmete projekteerimisel valitakse sepistatud konksude mõõtmed lisa 6 ja 7 tabelitest.

Liitkonksude (joon. 12, *c*, *d*) valmistamiseks kasutatakse valtsitud lehtterast mark 20 (GOST 1050-60) või terast Ст. 3 (GOST 380-60). Lehe paksus ei või olla alla 20 mm. Konksu koostamine toimub neetimise teel. Plaatide kulumise vältimiseks asetatakse konksu põhja vahetatavad elemendid. Ühepoolseid liitkonkse tõstevõimega 37,5—175 t ja enam, kasutatakse tavaliselt paariviisi valukraanade juures sulametalli transportimisel koppadega.



Joon. 12. Tõstekonksud:
a — ühepoolne sepistatud konks; *b* — kahepoolne sepistatud konks; *c* — ühepoolne liitkonks; *d* — kahepoolne liitkonks.



Joon. 13. Tõstesääklid:
a — kinnine sääkel; *b* — liigendsääkel.

Kahepoolseid liitkonkse tõstevõimega 100—350 t rakendatakse üldkasutatavatel kraanadel montaažtöödel.

Liitkonksud valitakse GOST 6619-53 järgi (lisa 8).

Liitkonksud on odavad valmistada ja töökindlad. Kõik konksud peavad olema varustatud tehase markeeringuga. Ekspluatatsioonis tuleb teostada konksude igakuine hoolikas järelevaatus.

Sääkleid kasutatakse tõstevõimetel 100 t ja enam. Esineb ka väiksema tõstevõimega sääkleid, näiteks pikkade talade, roobaste jt. transportimiseks. Last riputatakse sääkli külge troppide abil.

Eristatakse kinnisi, tervikuna sepistatud sääkleid (joon. 13, *a*) ja liigendsääkleid (joon. 13, *b*). Sääklite materjaliks on Ст. 3 (GOST 380-60).

Sääklid ei ole normitud, igal üksikjuhul tuleb sääkel arvutada ja projekteerida. Kinnise sääkli arvutamisel määratakse tugikeerme sisemine läbimõõt tõmbele

$$\sigma_t = \frac{Q \cdot 10}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2,$$

millest

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q \cdot 10}{\pi [\sigma]_t}} \text{ m}; \qquad (13)$$

siin Q on tõstetav mass kg,

$[\sigma]_t$ — lubatav tõmbepinge N/m².

Arvutusega saadud keerme sisemine läbimõõt ümardatakse lähemale normaalmõõdule (tabel 11).

Vajalik mutri kõrgus määratakse keerme arvutamisega pindsurvele valemiga

$$\sigma_s = \frac{Q \cdot 10}{\left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4}\right)\frac{H}{t}} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2,$$

millest

$$H = \frac{4Qt \cdot 10}{\pi (d^2 - d_0^2)[\sigma]_s};$$

siin t on keermesamm m;

d — keerme välisläbimõõt m;

d_0 — keerme siseläbimõõt m;

$[\sigma]_s$ — lubatav pindsurve $(300 \div 400)\,10^5$ N/m².

Mutrile tuleb ette näha lukustus.

Kaldvardad arvutatakse tõmbele

$$\sigma_t = \frac{Q \cdot 10}{2F \cos \alpha} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2,$$

Tabel 11

1. Normaalne ühekäiguline trapetskeere GOST 9484-60

Välisläbimõõt mm	Siseläbimõõt mm	Keermesamm mm
120	102	16
(125)	107	16
130	112	16
(135)	117	16
140	122	16
150	132	16
160	142	16
170	152	16
180	158	20
190	168	20
200	178	20
210	188	20
220	198	20
230	208	20
240	214	24

2. Normaalne ühekäiguline tugikeere GOST 10177-62

Välisläbimõõt mm	Siseläbimõõt mm	Keermesamm mm
100	79,174	12
(110)	89,174	12
120	92.232	16
(130)	102.232	16
140	112.232	16
(150)	122.232	16
160	132,232	16
(170)	142.232	16
180	145.290	20
(190)	155.290	20
200	165.290	20
220	185.290	20
250	208.348	24
280	238.348	24
300	258.348	24

millest

$$F = \frac{Q \cdot 10}{2[\sigma]_t \cos \alpha} \text{ m}^2, \qquad (15)$$

kus F on kaldvarda ristlõikepind m²;
α — varda kaldenurk 15°—30°.

Sääkli talaosa on koormatud paindega ja survega.

Paindemoment

$$M_p = \frac{10Ql}{6} + P_1 x; \quad P_1 = \frac{10Q}{2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Seega

$$M_p = \frac{10Q}{2}\left(\frac{l}{3} + x \operatorname{tg} \alpha\right) \text{Nm},$$

kus l on tala arvutuslik pikkus m;
P_1 — süsteemi horisontaalkomponent N;
x — tala raskuskeskme kaugus neutraaljoonest (tala kõveruse kõrgus) m.

Paindepinge talas

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{10Q\left(\frac{l}{3} + x \operatorname{tg} \alpha\right)}{2W_p} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2,$$

kus $[\sigma]_p$ on lubatav paindepinge, võrdne $800 \cdot 10^5$ N/m².

Määrame vajaliku vastupidavusmomendi

$$W_p = \frac{10Q\left(\frac{l}{3} + x \operatorname{tg} \alpha\right)}{2[\sigma]_p} = \frac{10Q(l + 3x \operatorname{tg} \alpha)}{6[\sigma]_p} \text{ m}^3. \qquad (17)$$

Ellipsikujulise ristlõike puhul

$$W_p \cong 0{,}1a^2b \text{ m}^3;$$

siin a ja b on ellipsi pikem ja lühem telg m.

Ümardatud servadega ristkülikukujulise ristlõike vastupidavusmoment

$$W_p = \frac{a^2b}{6} \text{ m}^3, \qquad \frac{a}{b} = 1{,}4 \div 17.$$

Ruudu korral

$$W_p \approx \frac{a^3}{6} \text{ m}^3.$$

Arvutusega saadud vastupidavusmomendi järgi valitakse ellipsi, ristküliku või ruudu mõõtmed ja teostatakse kontrollarvutus painde ja surve koosmõjule.

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2.$$

Survepinge

$$\sigma_s = \frac{P_1}{F_1} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2,$$

kus $F_1 = \pi ab$ on ellipsi ristlõike pindala m².

Summaarne pinge

$$\sigma_0 = \sigma_p + \sigma_s \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2. \qquad (18)$$

Liigendsääkli keermetatud osa arvutus toimub analoogiliselt kinnisele sääklile. Liigendsääkli tala kinnitatakse nelja kaldvardaga.

Varda minimaalne ristlõikepind

$$F = \frac{Q \cdot 10}{4[\sigma]_t \cos \alpha},$$

kus $[\sigma]_t$ on lubatav tõmbepinge, mille suurus on $1200 \cdot 40^5$ N/m².

Liigendsääkli tala arvutatakse kui tala kahel toel paindele ja survele.

Paindemoment

$$M_p = \frac{10Ql}{4} + \frac{10Q}{2} x \operatorname{tg} \alpha = \frac{10Q}{2}\left(\frac{l}{2} + x \operatorname{tg} \alpha\right) \text{ Nm}. \qquad (19)$$

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2.$$

Vajalik vastupidavusmoment paindele

$$W_p = \frac{M_p}{[\sigma]_p} \text{ m}^3. \qquad (20)$$

Edaspidine arvutus on analoogiline kinnise sääkli arvutusega.

Liigendpoldid arvutatakse lõikele neljas lõikes:

$$\tau = \frac{10Q}{4F} = \frac{10Q}{4\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{10Q}{\pi d_1^2} \leqslant [\tau] \text{ N/m}^2,$$

siit

$$d_1 = \sqrt{\frac{10\,Q}{\pi [\tau]}} \text{ m},$$

kus d_1 on poldi läbimõõt m;

$[\tau]$ — lubatav lõikepinge, suurusega $(250 \div 300) \cdot 10^5$ N/m².

Ülemine liigendpolt töötab lõikele kahes pinnas

$$\tau = \frac{10Q}{2F} = \frac{10Q}{2\frac{\pi d_2^2}{4}} = \frac{10 \cdot 2 \cdot Q}{\pi d_2^2} \leqslant [\tau] \text{ N/m}^2,$$

siit

$$d_2 = \sqrt{\frac{10 \cdot 2Q}{\pi[\tau]}} \text{ m},$$

kus d_2 on ülemise liigendpoldi läbimõõt m.

Tala silma laius määratakse arvutusega pindsurvele

$$q = \frac{10Q}{2b_1 d_1} \leqslant [q] \text{ N/m}^2,$$

siit

$$b_1 = \frac{10Q}{2d_1[q]} \text{ m}, \qquad (21)$$

kus b_1 on silma laius m;

$[q]$ — lubatav pindsurve suurusega $(300 \div 350) \cdot 10^5$ N/m².

Varda silma laius arvutatakse Lamè võrrandiga

$$\sigma_s = \frac{10Q(D^2 + d_1^2)}{4 \cos \alpha \, b_2 d_1 (D^2 - d_1^2)} \leqslant [\sigma]_s,$$

millest

$$b_2 = \frac{10Q(D^2 + d^2)}{4 \cos \alpha \, d_1 (D_2 - d_1^2)[\sigma]_s} \text{ m}, \qquad (22)$$

kusjuures b_2 on silma laius m,

$D = 2d_1$ — silma välisläbimõõt m,

$[\sigma]_s$ — lubatav survepinge, mis on võrdne $1000 \cdot 10^5$ N/m².

Arvutatud laiuse õigsust võib kontrollida arvutusega tõmbele

$$\sigma_t = \frac{10Q}{4 \cos \alpha \, b_2 (D - d_1)} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2.$$

Arvutusnäide. Arvutada kinnine sääkel, kui $Q = 150$ t, $l = 650$ mm, $\alpha = 30°$, $x = 70$ mm.

Keerme sisemine läbimõõt

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q \cdot 10}{\tau[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 150\,000 \cdot 10}{\pi \cdot 800 \cdot 10^5}} = 0{,}155 \text{ m} = 155 \text{ mm}.$$

GOST 9484-60 (tabel 11) järgi valime trapetskeerme, mille $d_0 = 158$ mm, $d = 180$ mm, $t = 20$ mm.

Mutri kõrgus

$$H = \frac{4Qt \cdot 10}{\pi(d^2 - d_0^2)[\sigma]_s} = \frac{4 \cdot 150\,000 \cdot 0{,}02 \cdot 10}{\pi(0{,}18^2 - 0{,}158^2)300 \cdot 10^5} = 0{,}177 \text{ m} = 177 \text{ mm},$$

mutri kõrguseks valime $H = 200$ mm.

Varda ristlõikepind

$$F = \frac{10Q}{2\cos\alpha\,[\sigma]_t} = \frac{10 \cdot 150\,000}{2 \cdot 0{,}866 \cdot 800 \cdot 10^5} = 0{,}0108 \text{ m}^2 = 10\,800 \text{ mm}^2,$$

mis vastab ruudule külje pikkusega 104 mm.

Tala vastupidavusmoment

$$W_p = \frac{10Q(l + 3x \operatorname{tg}\alpha)}{6\,[\sigma]_p} = \frac{10 \cdot 150\,000(0{,}65 + 3 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}577)}{6 \cdot 800 \cdot 10^5} =$$

$$= 0{,}0024 \text{ m}^3 = 24 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

Valime tala ristlõikeks ümardatud servadega ristküliku külgede suhtega $\frac{a}{b} = 1{,}6$, s. o. $a = 1{,}6b$, siis saame vastupidavusmomendi suuruseks

$$W_p = \frac{a^2 b}{6} = \frac{(1{,}6b)^2 b}{6} = \frac{2{,}56b^3}{6} = 24 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

Saadud võrdsusest arvutame tala vajaliku laiuse

$$b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 24 \cdot 10^5}{2{,}56}} = 178 \text{ mm}.$$

Valime $b = 180$ mm ja saame tala kõrguseks $a = 1{,}6 \cdot 180 = 290$ mm.

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = [\sigma]_p = 800 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Survepinge

$$\sigma_s = \frac{10Q \operatorname{tg}\alpha}{2F} + \frac{10 \cdot 150\,000 \cdot 0{,}577}{20 \cdot 0{,}29 \cdot 0{,}18} = 83 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Summaarne pinge

$$\sigma_0 = \sigma_p + \sigma_s = 800 \cdot 10^5 + 83 \cdot 10^5 = 883 \cdot 10^5 < [\sigma]_p = 1000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Arvutusnäide. Arvutada liigendsäakel tõstevõimega $Q = 100$ t, $l = 750$ mm, $\alpha = 20°$, $x = 80$ mm.

Keerme sisemine läbimõõt

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q \cdot 10}{\pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100\,000}{\pi \cdot 800 \cdot 10^5}} = 0{,}127 \text{ m} = 127 \text{ mm}.$$

GOST 10177-62 (tabel 11) põhjal valime tugikeerme, mille $d_0 = 145{,}29$ mm, $d = 180$ mm, $t = 20$ mm.

Mutri kõrgus

$$H = \frac{4Qt \cdot 10}{\pi(d^2 \cdot d_0^2)\,[\sigma]_s} = \frac{4 \cdot 100\,000 \cdot 0{,}02 \cdot 10}{\pi(0{,}18^2 - 0{,}1453^2)300 \cdot 10^5} = 0{,}08 \text{ m} = 80 \text{ mm}.$$

Valime $H = 120$ mm.

Varda ristlõikepind

$$F = \frac{10Q}{4\cos\alpha[\sigma]_t} = \frac{10 \cdot 100\,000}{4 \cdot 0{,}94 \cdot 800 \cdot 10^5} = 0{,}0033 \text{ m}^3 = 3300 \text{ mm}^2.$$

Valime lameda profiili mõõtmetega 110×35 mm.

Tala vastupidavusmoment

$$W_p = \frac{10Q(l + 2x \operatorname{tg} \alpha)}{4[\sigma]_p} = \frac{10 \cdot 100\,000(0{,}75 + 2 \cdot 0{,}08 \cdot 0{,}364)}{4 \cdot 800 \cdot 10^5} =$$

$$= 0{,}00253 \text{ m}^3 = 25{,}3 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

Valime tala ellipsikujulise ristlõikega, millel $\frac{a}{b} = 1{,}4$, $a = 330$ mm ja $b = 240$ mm. Tegelik vastupidavusmoment on

$$W_p = 0{,}1a^2b = 0{,}1 \cdot 0{,}33^2 \cdot 0{,}24 = 0{,}0026 \text{ m}^3 = 26 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

Paindepinge on võrdne $800 \cdot 10^5$ N/m², s. o. ei ületa lubatavat.
Survepinge talas

$$\sigma_s = \frac{10Q \operatorname{tg} \alpha}{2\pi ab} = \frac{10 \cdot 100\,000 \cdot 0{,}364}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}33 \cdot 0{,}24} = 8 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Summaarne pinge

$$\sigma_0 = \sigma_p + \sigma_s = 800 \cdot 10^5 + 8 \cdot 10^5 = 808 \cdot 10^5 < [\sigma]_p = 1000 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Tala liigendpoldi läbimõõt

$$d_1 = \sqrt{\frac{10Q}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 100\,000}{\pi \cdot 250 \cdot 10^5}} = 0{,}113 \text{ m} = 113 \text{ mm}.$$

Valime $d_1 = 120$ mm.
Ülemise liigendpoldi läbimõõt

$$d_2 = \sqrt{\frac{2Q \cdot 10}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 100\,000 \cdot 10}{\pi \cdot 250 \cdot 10}} = 0{,}16 \text{ m} = 160 \text{ mm}.$$

Tala silma laius

$$b_1 = \frac{10Q}{2d_1[q]} = \frac{10 \cdot 100\,000}{2 \cdot 0{,}12 \cdot 300 \cdot 10^5} = 0{,}139 \text{ m} = 139 \text{ mm}.$$

Valime silma paksuseks 140 mm.
Varraste ülemise silma laius

$$b_2' = \frac{10Q(D^2 + d_2^2)}{4 \cos \alpha \, d_2(D^2 - d_2^2)[\sigma]_s} = \frac{10 \cdot 100\,000(0{,}32^2 + 0{,}16^2)}{4 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}16(0{,}32^2 - 0{,}16^2)800 \cdot 10^5} =$$

$$= 0{,}032 \text{ m} = 32 \text{ mm}.$$

Valime $b_2' = 55$ mm.
Varda alumise silma laius

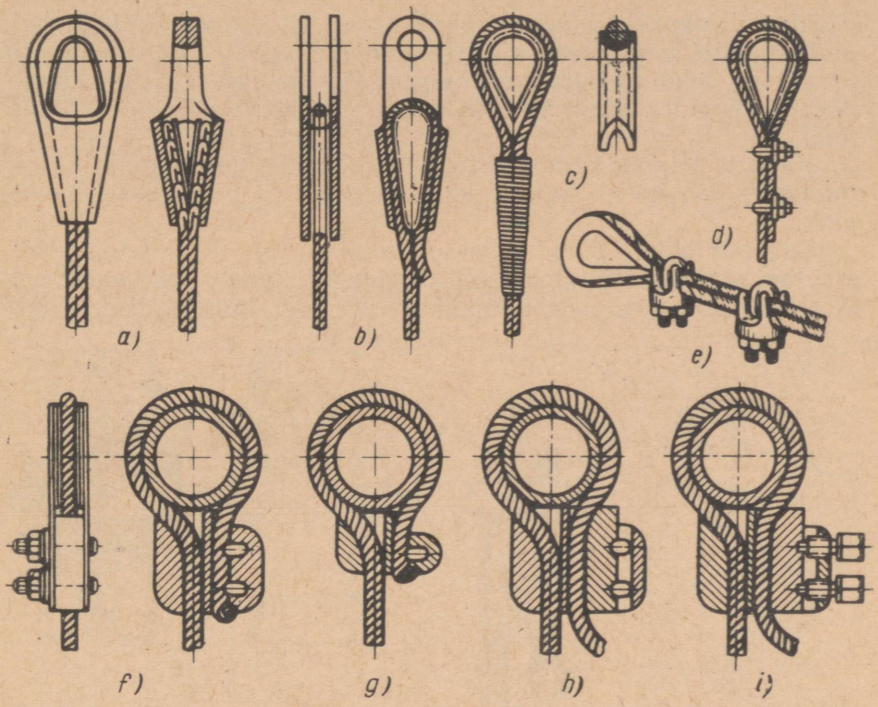
$$b_2 = \frac{10Q(D + d_1^2)}{4 \cos \alpha \, d_1(D^2 - d_1^2)[\sigma]_s} = \frac{10 \cdot 100\,000(0{,}24^2 + 0{,}12^2)}{4 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}12(0{,}24^2 - 0{,}12^2)} = 800 \cdot 105 =$$

$$= 0{,}046 \text{ m} = 46 \text{ mm}.$$

Valime $b_2 = 60$ mm.
Kontrollime silma tõmbele

$$\sigma_t = \frac{10Q}{4 \cos \alpha \, b_2'(D - d_1)} = \frac{10 \cdot 100\,000}{4 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}055(0{,}24 - 0{,}12)} =$$

$$= 400 \cdot 10^5 < [\sigma]_p = 1200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$



Joon. 14. Trossi kinnitamise viisid:

a — kooniline muhv; *b* — kiillukk; *c* — tross painutatud üle trossi silma läbi, punutud ja traadiga seotud; *d, e* — klambritega kinnitus; *f, g, h, i* — ins. Dimkovi trossisilm.

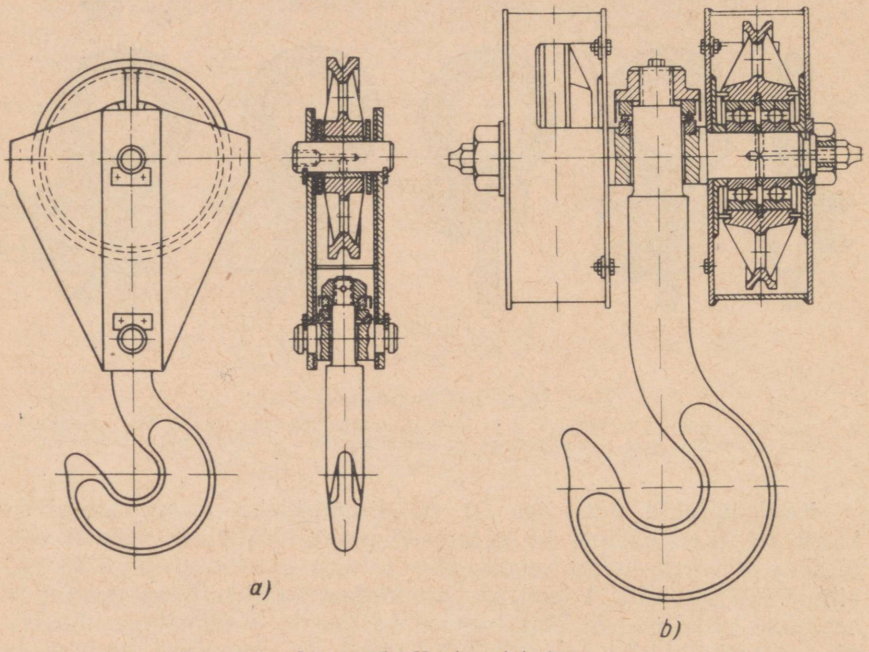
Konksuplokid (vt. lisa 9) on liitelülideks tõstemehhanismi kandvate trossiharude ja haardeelementide vahel. Kui lasti tõstetakse ühe trossiharu kaudu, ühendatakse konks trossiga trossisilma (kouši) abil. Trossi ots punutakse kandva trossi külge ja seotakse traadiga või kinnitatakse vastavate klambritega. Trossiotsa kinnitamiseks kasutatakse sageli ka koonilisi muhve ja kiillukke (joon. 14).

Sm. B. Dimkov (Bulgaaria RV) töötas välja uue pingestava trossisilma neljas variandis (joon. 14). I ja II variandi juures vastava pikkusega trossiots torgatakse läbi koba keskmise juhtava, pööratakse ümber profileeritud silma, mis on keevitatud koba külge, suunatakse läbi teise ava ja kinnitatakse ühepoolse 8°-se kaldega poldiga või poltidega. III variandis surutakse vaba pikkusega trossiots paku kaudu vastu tugipinda, kusjuures pingutamiseks kasutatakse varem nimetatud ühepoolse kaldega polte. IV variant erineb eelmisest vaid selle poolest, et siin kasutatakse liitepaku pingutamiseks aksiaalselt koormatud polte. Viimase kahe variandi juures on võimalik trossi pikkust muuta.

Kõikide variantide juures toimub trossi kinnitus hõõrdejõudude abil, mis tekivad kaarekujuliste pindade vahel. Nagu näitavad arvutused, tekib kirjeldatud trossikinnituse puhul tavaliste klambritega võrreldes kuni 5,8 korda suurem liidet sidestav hõõrdejõud.

Kahe ja enama kandva trossiharu korral toimub konksu riputamine konksuploki kaudu, mis moodustab polüspasti liikuva ploki.

Konksuplokid võivad olla normaalsed ja lühendatud. Normaalne konksuplokk (joon. 15, *a*) koosneb teljele toetuvaist plokiratastest, kus laagriteks on kas veere- või liugelaagrid. Konks



Joon. 15. Konksuplokid:
a — normaalne, liugelaagritel; *b* — madal, veerelaagritel.

toetub tugikuullaagri ja sfäärilise aluse kaudu traaversile. Veerelaagrid valitakse tabelist 12. Plokkide telg ja traavers ühendatakse omavahel ribaterasest elementidega ja lukustatakse võllilukkudega. Madalal konksuplokil (joon. 5, *b*) moodustavad plokkide telg ja konksu traavers ühe terviku, antud juhul peab konks olema pikendatud. Lühendatud konksuplokke on võimalik kasutada liikuva ploki paarisarvuliste plokirataste korral.

Plokkide telg valmistatakse terasest Ст. 5, Ст. 6, 40 ja 45 lubatava paindepingega $[\sigma]_p = (1200 \div 1400) \cdot 10^5$ N/m². Plok-

kide telg arvutatakse paindele; plokkide poolt ülekantav koormus loetakse keskendatuks (joon. 16). Telje arvutuslik pikkus oleneb plokkide arvust ja seda võib määrata valemiga.

$$l_0 = il_c + 2\delta_1 + \delta_2 \text{ mm}, \qquad (23)$$

kus l_0 on plokkide telje pikkus mm, siin ei ole arvestatud telje lukustamiseks vajalikku pikkust;

Tabel 12

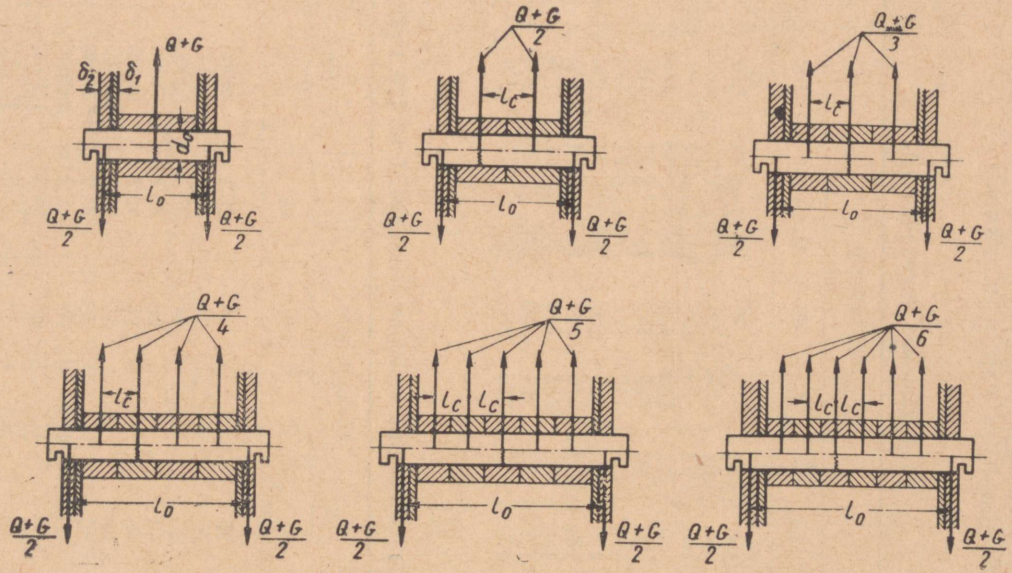
Tõstekonksude tugi-kuullaagrid

Tõstevõime t	Mõõdud mm							Suurim koormus t
	d_1	d_2	d_3	D_1	D	h_1	R	
5	50	52	75	92	100	36	75	7,5
7,5	60	62	85	106	115	41	89	9
10	70	72	95	120	130	44	95	11,6
15	80	82	110	136	145	50	110	15,8
20	90	93	125	155	165	57	125	20,6
25	100	103	140	172	185	64	140	26
30	115	120	160	200	215	74	160	35,5
40	125	130	175	220	220	79	175	41,5
50	130	135	185	240	250	101	185	58
60	150	155	205	260	270	106	205	67,4
75	170	175	230	285	300	111	230	77,5

Tabel 12 järg

Tugi-kuullaagrid, keskmine seeria GOST 6874-54 järgi

Laagri number	Mõõdud mm				Töövõime tegur	Mass kg
	d_1	D	h_1	d_2		
8305	25	52	18	25,2	39000	0,18
8306	30	61	21	30,2	50000	0,27
8307	35	68	24	35,2	62000	0,39
8308	40	78	26	40,2	78000	0,55
8309	45	85	28	45,2	90000	0,69
8310	50	95	31	50,2	108000	1,00
8311	55	105	35	55,2	140000	1,34
8312	60	110	35	60,2	140000	1,43
8313	65	115	36	65,2	158000	1,57
8314	70	125	40	70,2	182000	2,10
8315	75	135	44	75,2	210000	2,70
8316	80	140	44	80,2	210000	2,90
8317	85	150	49	85,2	250000	3,70
8318	90	155	50	90,2	260000	3,90
8320	100	170	55	100,2	280000	5,10
8322	110	190	63	110,2	350000	7,90
8324	120	210	70	120,2	420000	10,90



Joon. 16. Plokirataste telje arvutusskeem.

i — plokirataste arv teljel;
l_c — plokiratta rummu pikkus mm;
δ_1 — plokirataste kattepleki paksus mm;
δ_2 — ribaterasest raami paksus mm;
δ_1 ja δ_2 suurused on ettemääratavad.

Ploki raam on koormatud jõuga $\frac{10(Q+G)}{2}$ N, kus Q on tõstevõime kg ja G — ploki omakaal kg.

Teljes tekkiv paindemoment on ühe ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2} \cdot \frac{l_0}{2} = 10(Q+G)\frac{l_0}{4} \text{ Nm}, \quad (24)$$

kahe ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2}\left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_0}{2}\right) = 10(Q+G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{l_c}{4}\right) \text{ Nm}, \quad (25)$$

kolme ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2} \cdot \frac{l_0}{2} - \frac{10(Q+G)}{3} l_c = 10(Q+G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{l_c}{3}\right) \text{Nm}, \quad (26)$$

nelja ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2}\left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_c}{2}\right) - \frac{10(Q+G)}{4} l_c =$$

$$= 10(Q+G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{l_c}{2}\right) \text{Nm}, \quad (27)$$

viie ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2} \cdot \frac{l_0}{2} - \frac{10(Q+G)}{5} 2l_c - \frac{10(Q+G)}{5} l_c =$$

$$= 10(Q+G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{3l_c}{4}\right) \text{Nm}, \quad (28)$$

kuue ploki korral

$$M_p = \frac{10(Q+G)}{2}\left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_c}{2}\right)\frac{10(Q+G)}{6} 2l_c - \frac{10(Q+G)}{6} l_c =$$

$$= 10(Q+G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{3l_c}{4}\right) \text{Nm}. \quad (29)$$

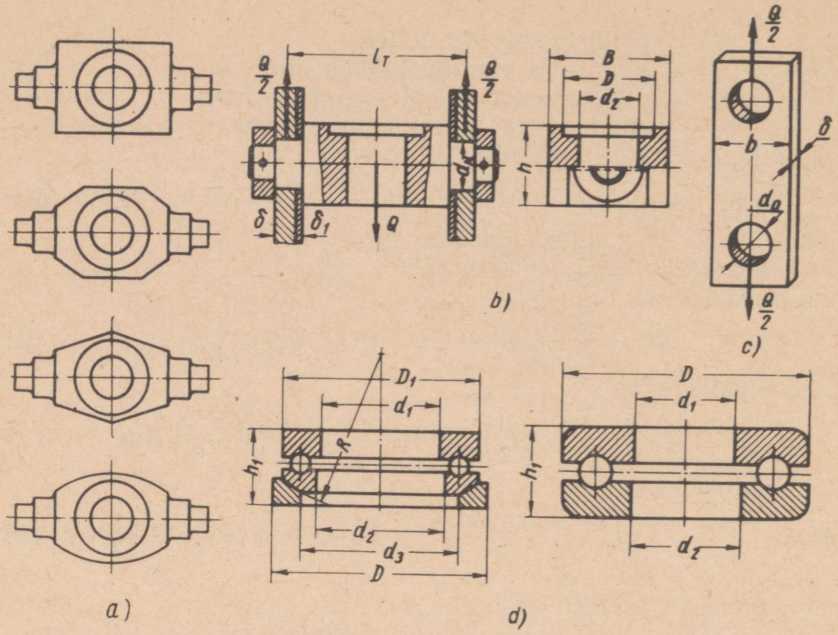
Paindepinge valemiga määratakse plokkide telje läbimõõt d_0:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{M_p}{0{,}1d_0^3} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2,$$

millest

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1[\sigma]_p}} \text{ m}.$$

Saadud d_0 suurus ümardatakse nullini või viieni.



Joon. 17. Konksutraaversi ja ploki raami arvutamise skeemid:
a — traaversi kujud; *b* — traaversi arvutusskeem; *c* — raami skeem; *d* — konksualune tugikuullaager.

Kui plokirataste laagriteks on kasutatud liugelaagreid, tuleb teostada kontrollarvutus pindsurvele

$$q = \frac{(Q+G)10}{id_0 l_c} \leqslant [q] \text{ N/m}^2. \qquad (30)$$

Lubatav pindsurve:
$[q] = 60 \cdot 10^5$ N/m² antifrikatsioonsele malmile;
$[q] = 150 \cdot 10^5$ N/m² pronksile.

Kui plokirattad monteeritakse veerelaagritele (tabel 12), siis viimased valitakse töövõimeteguri järgi arvutusliku eaga mitte vähem kui 5000 tundi. Igal juhul tuleb laagreid kontrollida staatilisele koormusele.

Ploki raami ribateras arvutatakse tõmbele. Ribaterase laiuseks võetakse (joon. 17, *c*) $b = (1{,}8 \div 2{,}0)d_0$ mm.

Ribaterase paksus arvutatakse valemiga

$$\sigma_t = \frac{(Q+G)10}{2(b-d_0)\delta} \leqslant [\sigma]_t \text{ ja } \delta_2 = \frac{(Q+G)10}{2(b-d_0)[\sigma]_t} \text{ m}, \qquad (31)$$

kus $[\sigma]_t$ on lubatav tõmbepinge, terasel Ст. 3 $[\delta]_t = 1000 \cdot 10^5$ N/m².

Telge ja raami kontrollitakse pindsurvele

$$q = \frac{(Q+G)10}{2d_0\delta_2} \leqslant [q] = (300 \div 350) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Konksu traavers arvutatakse paindele (joon. 17, *b*). Traaversi arvutuslik pikkus on võrdne plokkide telje arvutusliku pikkusega, s. o. $l_t = l_0$. Antud tõstevõime ja konksu massi alusel valitakse konksu toetav tugikuullaager (joon. 17, *d*) lubatava staatilise koormuse järgi (tabel 12). Traaversi laius B võetakse laagrist veidi laiem:

$$B = D + (5 \div 15) \text{ mm}.$$

Traaversi ava läbimõõt

$$d_2 = d_1 + (2 \div 5) \text{ mm},$$

kus d_1 on konksu silindrilise osa läbimõõt mm.

Traaversi ohtlikus lõikes mõjuv paindemoment

$$M_p = \frac{10Q}{2} \cdot \frac{l_t}{2} = \frac{10Ql_t}{4} \text{ Nm}.$$

Traaversi vastupidavusmoment

$$W_p = \frac{(B-d_2)h^2}{6} \text{ m}^3$$

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{3Ql_t \cdot 10}{2(B-d_2)h^2} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2.$$

Traaversi vajalik kõrgus

$$h = \sqrt{\frac{3Ql_t \cdot 10}{2(B-d_2)[\sigma]_p}} \text{ m} \qquad (32)$$

Traaversi materjaliks on teras Ст. 4, 15 või 20 lubatava paindepingega $[\sigma]_p = (600 \div 1000) \cdot 10^5$ N/m².

Traaversi tappide läbimõõt arvutatakse paindetingimuse järgi:

$$M_p = \frac{10Q}{2}\left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{2}\right) \text{Nm}; \quad W_p = 0{,}1d_3^3 \text{ m}^3;$$

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{10Q(2\delta_1+\delta_2)}{0{,}4d_3^3} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2,$$

millest

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{10Q(2\delta_1+\delta_2)}{0{,}4[\sigma]_p}} \text{ m}. \qquad (33)$$

Traaversi tapi läbimõõt võetakse võrdsena plokkide telje läbimõõduga $d_3 = d_0$ või veidi väiksemana, kuid see ei tohi ületada silla kõrgust, s. o. $d_3 \leqslant h$.

Lühendatud konksuplokk pika konksu jaoks arvutatakse analoogiliselt.

Arvutusnäide. Arvutada normaalkonksu plokk, kui $Q = 15$ t, $G = 300$ kg, $i = 3$, $l_c = 80$ mm $= 0{,}08$ m, plokid on liugelaagritel, telje materjal — Ст. 5, mille $[\sigma]_p = 1000 \cdot 10^5$ N/m².

Telje arvutuslik pikkus liugelaagritega plokkidele

$$l_0 = i \cdot l_c + 2\delta_1 + \delta_2 = 3 \cdot 80 + 2\delta_1 + \delta_2 \text{ mm};$$

valime $l_0 = 280$ mm $= 0{,}28$ m.

Telje paindemoment

$$M_p = 10(Q + G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{l_c}{3}\right) = 10(15000 + 300)\left(\frac{0{,}28}{4} - \frac{0{,}08}{3}\right) = 6630 \text{ Nm}.$$

Telje läbimõõt

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{6630}{0{,}1 \cdot 1000 \cdot 10^5}} = 0{,}0873 \text{ m} = 87{,}3 \text{ mm};$$

valime $d_0 = 100$ mm.

Veerelaagrite korral võtame telje materjaliks terase 40 lubatava paindepingega $[\sigma]_p = 1000 \cdot 10^5$ N/m², $l_c = 70$ mm. Siis $l_0 = 3 \cdot 70 + 2\delta_1 + \delta_2$ mm; võtame $l_0 = 240$ mm $= 0{,}24$ m. Paindemoment

$$M_p = 10(Q + G)\left(\frac{l_0}{4} - \frac{l_c}{3}\right) = 10(15000 + 300)\left(\frac{0{,}24}{4} - \frac{0{,}07}{3}\right) = 5610 \text{ Nm}.$$

Plokkide telje läbimõõt

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_p}{0{,}1[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{5610}{0{,}1 \cdot 1000 \cdot 10^5}} = 0{,}083 = 83 \text{ mm};$$

valime $d_0 = 90$ mm.

Tasakaaluploki telje läbimõõduks valime 100 mm.

Valime igale plokile kaks radiaalkuullaagrit nr. 218, mille $d = 90$ mm, $D = 160$ mm, $B = 30$ mm, lubatav radiaalkoormus ühele laagrile on 4200 kg.

Kontrollime plokkide telge pronksist liugelaagritel:

$$q = \frac{10(Q + G)}{id_0 l_c} = \frac{10(15000 + 300)}{3 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}08} = 64 \cdot 10^5 < [q] = 100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Raami ribaterase laius

$$b = 1{,}8d_0 = 1{,}8 \cdot 100 = 180 \text{ mm} = 0{,}18 \text{ m};$$

$$\delta_2 = \frac{10(Q + G)}{2(b - d_0)[\sigma]_p} = \frac{10(15000 + 300)}{2(0{,}18 - 0{,}1) \cdot 1000 \cdot 10^5} = 0{,}01 \text{ m} = 10 \text{ mm}.$$

Kontrollime pindsurvet plokkide telje ja raami vahel

$$q = \frac{10(Q + G)}{2d_0\delta_2} = \frac{10(15000 + 300)}{2 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}01} = 765 \cdot 10^5 > [q] = 350 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Valime raami paksuseks $\delta_2 = 22$ mm.

Enne konksu traaversi arvutamist valime tabelist (lisa 6) ühepoolse sepistatud konksu, mille $d_1 = 85$ mm. Laagri nr. 8317 (tabel 12) mõõtmed on: $d =$

$= 85$ mm, $D = 150$ mm, $h_1 = 49$ mm, lubatav staatiline aksiaalne koormus on 28 000 kg.

Traaversi laius

$$B = D + (5 \div 15) \text{ mm} = 150 + 10 = 160 \text{ mm}.$$

Traaversi ava

$$d_2 = d_1 + (2 \div 5) = 85 + 3 = 88 \text{ mm}.$$

Traaversi arvutuslik pikkus

$$l_t = l_0 = 240 \text{ mm} = 0{,}24 \text{ m}.$$

Paindemoment

$$M_p = \frac{10 Q l_t}{4} = \frac{10 \cdot 15\,000 \cdot 0{,}24}{4} = 9000 \text{ Nm}.$$

Traaversi kõrgus

$$h = \sqrt{\frac{6M_p}{(B - d_2)[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 9000}{(0{,}16 - 0{,}088)\,800 \cdot 10^5}} = 0{,}096 \text{ m} = 96 \text{ mm};$$

valime $h = 100$ mm, traaversi tapi läbimõõt $d_3 = 90$ mm.

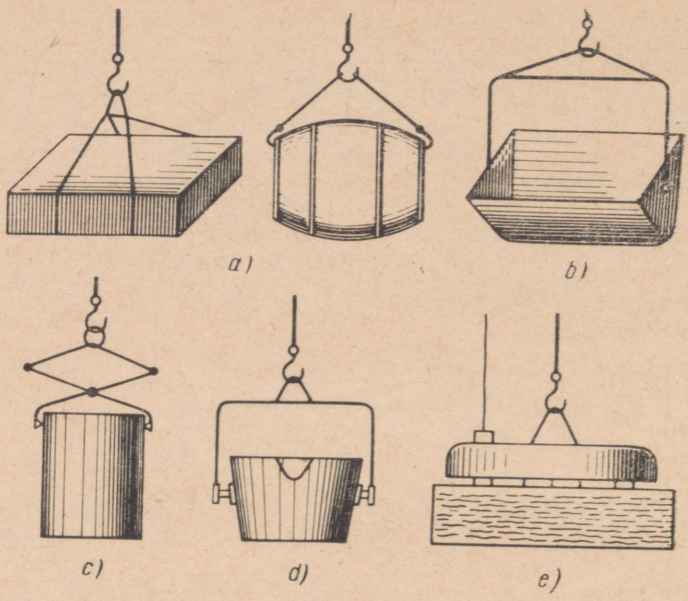
Tükk- ja puistelasti haaramisseadmed. Lasti haaramisseadmetele esitatud peamiseks nõudeks on ajakulu vähendamine lasti haaramisel ja vabastamisel.

Ühetüübiliste tükk- ja puistelastide transportimisel on vajalik kasutada universaalseid ja spetsialiseeritud haaramisseadmeid, mis sobiksid selleks konstruktsiooni tugevuse, töökindluse, lihtsa käsitsemise ja ohutuseeskirjade täitmise seisukohalt. Kõige otstarbekohasemateks on poolautomaatse ja automaatse teotsemisega ja kaugjuhtimisega seadmed.

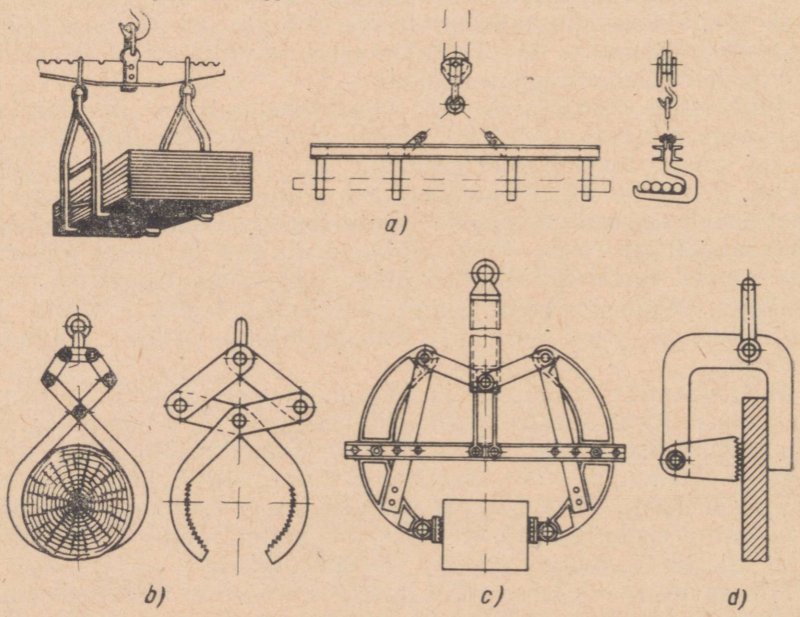
Tükklastide tõstmiseks ja edasitoimetamiseks kasutatakse laialdaselt mitmesuguseid konksude, rõngaste, silmuste, klambrite ja teiste rakenduselementidega varustatud tross- ja kettroppe (joon. 18, *a*). Plekipakettide, sorditerase jm. transportimisel kasutatakse tugikäppasid ja mitmesuguse konstruktsiooniga riputusabinõusid (joon. 19, *a*). Pikamõõdulised ja suure gabariidiga esemed toetatakse konksu külge troppidega riputatud traaversitega. Selliseid laste, nagu valupead, sepised, võllid jt. (joon. 18, *c* ja joon. 19, *b*, *c*), transporditakse eriliste tanghaarajatega.

Metallesemete laadimise ja lossimise operatsioonideks kasutatakse samuti ka elektromagneteid (joon. 18, *c*). Elektromagneti kuju sõltub tõstetavate esemete kujust ja mõõtmeist. Kirovi-nim. tehases «Dünamo» valmistatakse ümmarguse kujuga elektromagneteid (tüüp M, tabel 13) metallimurru, toorikute jm. tõstmiseks ning ristkülikukujulisi elektromagneteid (tüüp ПМ) valtsmaterjali (talad, roopad, torud) transportimiseks.

Mittemagneetuva lehtmetalli transportimisel on otstarbekohane kasutada vaakuumiga töötavaid iminapaga varustatud tõsteabinõusid. Metallist iminapal on kuumuskindlast kummist või plastmassist (neopreen) hermeetiline rõngakujuline serv ja nad



Joon. 18. Lasti haardeseadmed:
a — tropid; *b* — kopp; *c* — klambrid; *d* — kann; *e* — elektromagnet.



Joon. 19. Lasti haardeseadmed:
a — tugikäppade traavers; *b* — ümarlasti tanghaaraja; *c* — lamepindade tanghaaraja; *d* — ekstsentrilised klambrid.

Tabel 13

Kirovi-nim. tehases «Dünamo» valmistatavate tõsteelektromagnetite karakteristika

Elektromagneti tüüp	El. magneti välis-läbimõõt mm	Tõsterakise kõrgus mm	Riputus-rõnga mõõtmed mm		Generaatori võimsus kW	Kuuma pooliga magneti vool A	Elektromagneti mass kg	Tõstevõime kg			
			kõrgus	laius				tooriku ja plaadid	metalli jäätmed	malm	teraslaastud
М-21	785	825	175	100	3,5	8,6	460	6000	180	200	80
М-31	1000	925	200	120	5,5	15	820	9000	300	250	110
М-41	1170	1165	250	140	11	30	1670	16000	500	600	200
ПМ-1	1000	420	—	—	1,5	4,9	700	—	—	—	—
ПМ-3	2000	420	—	—	3	9,7	1300	—	—	—	—

riputatakse traaversi kaudu sildkraana konksu külge. Iminapas tekitatakse vajalik vaakuum ežektori või pumba abil. Ežektori abil saavutatav hõrendus on (0,7—0,85) baari, kui ežekteeritava õhu rõhk on 3,15 baari. Rootor-vaakuumpumpadega õhu väljapumpamisel saavutatakse hõrendus kuni 90%. Vaakuumseadmetega tõsteseadmete töö on automatiseeritud. Vaakuumtõsteseadmetega on võimalik transportida plaate pikkusega kuni 30 m ja massiga kuni 18—20 t.

Raskete metalliruloonide transportimisel ja nende pööramisel 90° või 180° võrra kasutatakse erilise elektrilise pöördemehhanismiga haaramisseadmeid (joon. 20). Haaramisseade riputatakse kraanakonksule *3*, mis on pöördekindlalt lukustatud. Rulooni *6* pööramine toimub elektriliselt käitatava pöördemehhanismi abil, mis koosneb elektrimootorist *1*, planetaarreduktorist *2*, tigureduktorist *4* ja hoideseadmest *5*.

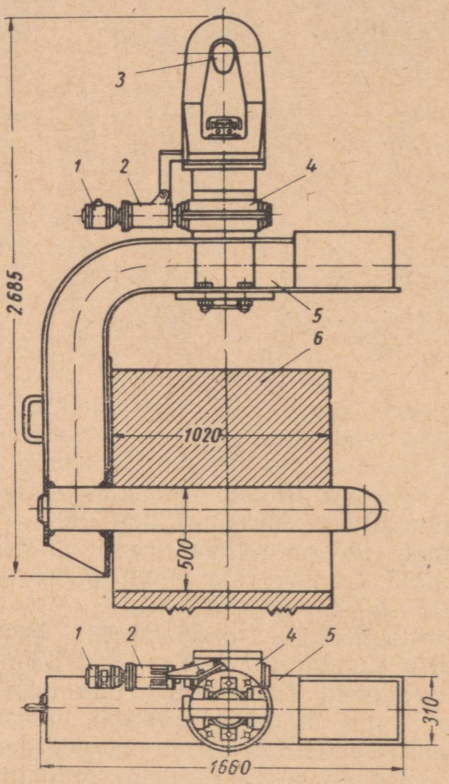
Väiksetükilised ja puistelastid transporditakse koppade, ämbrite, kannude ja teiste mahuliste anumatega (joon. 18, *b*, *d*).

Haaramisseadmete erilise grupi moodustavad haardekopad (greiferid). Puistelastide haaramiseks kasutatakse kahe lõuaga haardekoppasid suurematükiliste lastide, metallijäätmete jm. tõstmiseks — tähthaardekoppasid (joon. 21). Haardekopad riputatakse tõstemehhanismile ühe või kahe trossiga. Ühe trossiga haardekopad on vahetatavad haardeseadmed ja need riputatakse tõstemehhanismi konksu külge, mis on ette nähtud nii tükilise kui ka puistelasti ümberpaigutamiseks. Ühetrossilised haardekopad on käsitsi juhitavad ega oma iseseisvat ajamit.

Rohkem on rakendamist leidnud mehaanilise juhtimisega

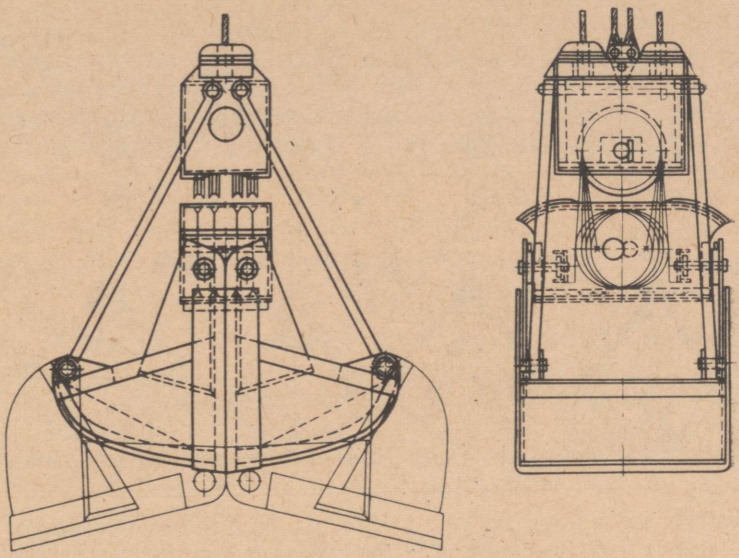
TRÜ Raamatukogu

kahetrossilised haardekopad. Kahetrossilise haardekopa juurde kuulub kaks kraana vankrile monteeritud mehhanismi: tõstemehhanism — lasti tõstmiseks ja allalaskmiseks — ja kopa lõugade käitamise mehhanism — lõugade avamiseks ja sulgemiseks. Kahetrossilise haardekopa töötamise skeem on esitatud joonisel 22.

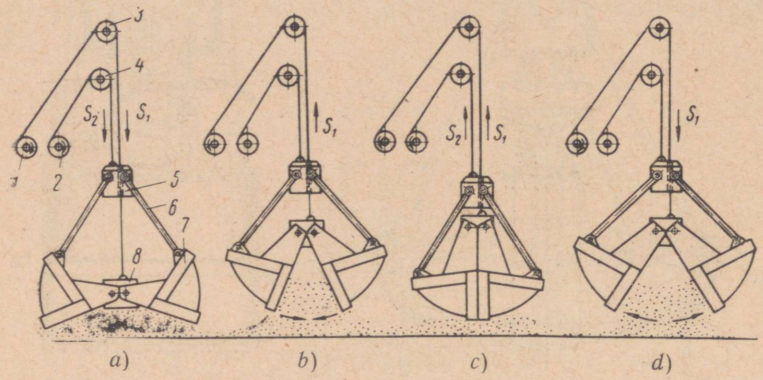


Joon. 20. Rullikujulise lasti elektrilise pöördemehhanismiga haardeseade.

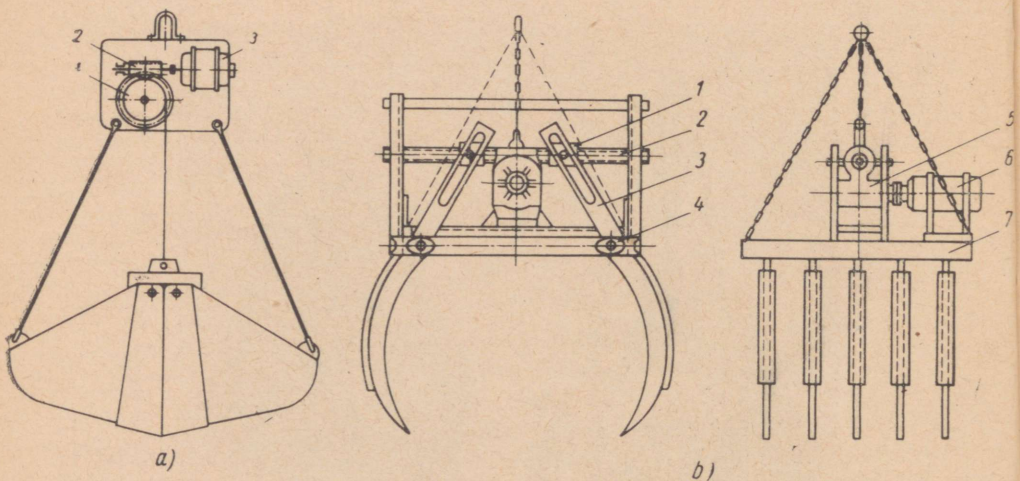
Haardekopa tõstemehhanismi trumlilt *2* tulev tross suunatakse üle ploki *4* ja kinnitatakse haardekopa ülemise traaversi *5* külge. Teine tross tuleb haardekopa lõugade käitamismehhanismi trumlilt *1*, suunatakse üle ploki *3* ja kinnitatakse haardekopa alumise traaversi *8* külge. Haardekopa lõuad on liigendite abil ühendatud traaversiga *8* ja varraste *6* kaudu traaversiga *5*. Mõlema trumli pöörlemisel kellaosuti suunas lastakse haardekopp avatud kujul materjalisse. Kopa lõugade sulgemiseks ja koos sellega materjali haaramiseks käitatakse trummel *1* vastu kella-



Joon. 21. Haardekopad (greiferid):
a — kahe lõuaga; *b* — tähthaardekopp.



Joon. 22. Kahe trossi ja kahe lõuaga haardekopa töötamise skeem:
a — avatud kopa langetamine; *b* — kopa sulgemine koos lasti haaramisega; *c* — lastiga kopa tõstmine; *d* — kopa avamine.



Joon. 23. Mootorhaardekopp:
a — kahe lõuaga; *b* — mitme lõuaga.

osuti liikumise suunda, kusjuures trummel *2* seisab. Peale lõugade sulgemist lülitatakse ka trummel *2* tööle vastu kellaosuti liikumise suunda ja mõlema trumli koostööl tõstetakse suletud kopp koos haaratud materjaliga üles.

Kopa lõugade avamiseks ja koos sellega materjali väljapuistamiseks peatatakse trummel *1*. Trummel *2* aga jätkab traaversi *5* tõstmist, mille tagajärjel avanevad kopa lõuad kopa materjali raskuse tõttu.

Lõugade sulgemistrossi koormuse vähendamiseks asetatakse traaversite vahele polüspast (vt. joon. 21).

Kopa ja lasti masside suhet nimetatakse kopa massi kasutamise teguriks, mis võetakse 0,8—1,2 piires.

Peale vaadeldud mootorita haardekoppade kasutatakse mootorhaardekoppasid, kus lõugade avamis- ja sulgemismehhanism on kinnitatud kopa ülemisele traaversile. Vajaduse korral võib mootorhaardekopa puistelastide ümberpaigutamiseks riputada tõstemehhanismi konksu külge. Mootorhaardekopa juhtimist, mis on täielikult mehhaniseeritud, teostatakse kraanajuhi kabiinist.

Kahe lõuaga mootorhaardekopal (joon. 23, *a*) käitatakse trumlit *1* elektrimootoriga *3* üle tigureduktori *2*.

Mitme lõuaga mootorhaardekopal (joon. 23, *b*) on eraldi raam *7*, millele on monteeritud kaks võlli *4*. Võllide külge on jäigalt kinnitatud viis paari haardeelemente ja kaks paari hoobasid *3*. Hoovad on seostatud mutri tappidega *1*. Vasak- ja parempoolselt keermestatud polti *2* käitatakse elektrimootori *6* ja reduktori *5* abil. Poldi *2* pöörlemisega ühes või teises suunas saavutatakse mutrite *1* edasi-tagasi liikumine ja koos sellega lõugade sulgemine ja avamine.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED

1. Kirjeldada tõste-transportmasinate klassifikatsiooni tunnuseid.
2. Anda tsehhi tõsteseadmete töörežiimide ja koormatuse piiritlus.
3. Tutvuda töökohal terastrosside, üli- ja liigendkettidega.
4. Koostada võrdlev tabel painduvate tõsteelementide hindamiseks ja võrdlemiseks esinevate omaduste ja töötamistingimuste järgi.
5. Valida ja võrrelda erineva konstruktsiooniga ning ühesuguse kandevõimega trosse ja kette.
6. Arvutada trosside ja kettide tegelikud tugevusvarud praktikas.
7. Kirjeldada trossi ja keti plokirattaid ja trumleid.
8. Kontrollida plokirataste ja trumlite mõõtmete vastavust trosside läbimõõtudele.
9. Loetleda lasti haardeseadmete tüübid.
10. Kirjeldada mitmesuguste haardeelementide riputamise mooduseid.

Kraana mehhanismide ja tõste-transportmasinate detailide arvutamisel eristatakse kolme välisjõudude mõjumise juhtu.

Koormusolukord A, kui kraana töötab normaalse töökoormuse tingimustes. Kraana normaalseks koormuseks nimetatakse töökoormust normaalsete töötingimuste ja normaalse lasti korral (kraana, haardeseadmete ja nominaalse lasti mass, normaalsetel töötamistingimustel käitamisel ja pidurdamisel tekkivad inertsjõud, keskmine tuulekoormus, kraana sõidutee normaalne olukord).

Koormusolukord B, kui kraana töötab maksimaalse töökoormuse tingimustes. Maksimaalseks loetakse ka koormust, mis mõjub kraanale tööolukorras nominaalse lasti puhul, kaasa arvatud maksimaalsed lisakoormused ja võimalikud juhuslikud koormused (kraana, haardamisseadmete ja nominaalse lasti mass, inertsjõud järsul käivitamisel ja pidurdamisel, koormatud kraanale mõjuv maksimaalne tuulejõud, mittesoodus ja kaldu olev kraana sõidutee).

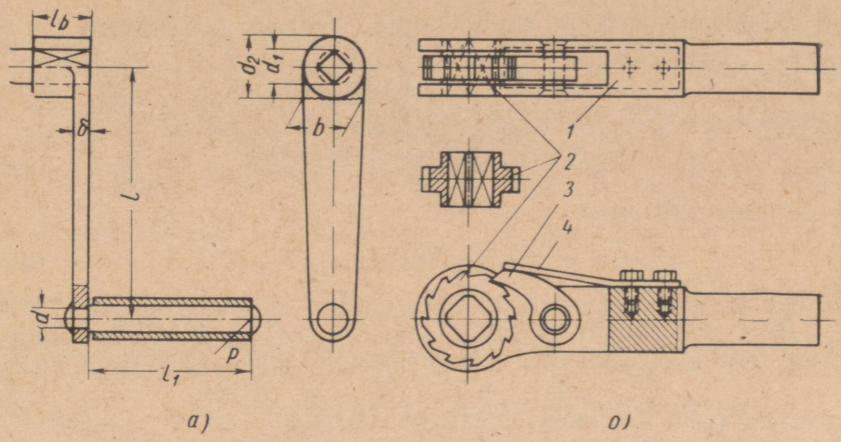
Koormusolukord C, kui mittetööolukorras olevale kraanale mõjuvad maksimaalsed jõud. Mittetöötava kraana maksimaalseks koormuseks on koormus, mis mõjub välistingimustes olevale mittetööolukorras kraanale (kraana ja selle elementide mass, maksimaalne tuulekoormus, koormus lumest ja jäätumisest, kraana sõidutee maksimaalsest kaldest tekkivad jõud).

Välistingimustes töötavate sild-, torn-, värav-, portaal- ja teiste kraanade tuulekoormust iseloomustab GOST 1451-42.

Käsiajamid.

Käsiajamit kasutatakse ajutiselt rakendatavate väikese tõstekõrguse ja ümberpaigutuse ulatusega seadmetes või juhul, kui pole võimalik kasutada mehaanilist ajamit. Sellel eesmärgil kasutatakse vintside käitamiseks väntasid, tungraudadega tõstmiseks hoobasid, rippuvate talide, talivankrite ja käsiajamiga sildkraanade mehhanismide käitamiseks keti abil pööratavaid tõmberattaid.

Kõige lihtsamaks käsiajamiks on vänt, mis asetatakse enne töö algust ühe otsaga vabalt veovõlli ruutristlõikega otsale (joon. 24, *a*) ja eemaldatakse peale töö lõppu. Vända teise otsa kinnitatakse käepide pikkusega 200—250 mm ühe töölise jaoks ja pikkusega 400—500 mm kahe töölisega käitamiseks. Käte vigastamise vältimiseks varustatakse käepide vabalt pöörleva toruga. Olenevalt töötsükli ajalisest kestusest võetakse ühe töölise käejõuks arvutustes 100—300 N. Juhul kui ühe vända ja kahe töölise rakendamine ei ole küllaldane lasti tõstmiseks või



Joon. 24. Käsiajam:
a — vänt; *b* — hammastõkestiga hoob.

edasitoimetamiseks, võib võlli teise otsa asetada teise vända 120—180°-se nurga all esimesega. Käepideme südamiku läbimõõt d kinnituskohas määratakse arvutusega paindele. Arvestades kogu töölise massi vändale rakendamise võimalust võetakse paindemomendi arvutamisel jõu õlaks käepideme pikkus, s. o. $M_p = Pl_1$ Nm, kus P on vändale rakendatav käejõud.

Paindepinge ja vastavalt varda läbimõõt määratakse valemitega

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{Pl_1}{0{,}1d^3} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2.$$

ja

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pl_1}{0{,}1[\sigma]_p}}, \tag{34}$$

milles $[\sigma]_p$ on lubatav paindepinge terasele Ст. 3 võrdub $(600 \div 800) \cdot 10^5$ N/m².

Vända hoova laius b ja paksus δ määratakse ohtlikus lõikes painde ja väände koosmõju alusel.

Paindemoment, vastupidavusmoment ja paindepinge määratakse valemitega

$$M_p = Pl \text{ Nm}; \quad W_p = \frac{b\delta^2}{6} \text{ m}^3;$$

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{6Pl}{b\delta^2} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2.$$

Väändemomendi ja väändepinge arvutame valemitega

$$M_k = \frac{Pl_1}{2}\ \text{Nm};\quad W_c = \frac{2}{9}b^2\delta\ \text{m}^3;$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_c} = \frac{9Pl_1}{4b^2\delta} \leqslant [\tau]_k\ \text{N/m}^2.$$

Summaarne pinge

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leqslant [\sigma]_p\ \text{N/m}^2. \qquad (35)$$

Tavaliselt valitakse hoova rummu läbimõõt $d_2 = (1{,}8 \div 2{,}0)d_1$ mm, rummu pikkus $(1 \div 1{,}5)d_1$ mm ja hoova laius $b = 3\delta$. Nende vahekordade korral kujuneb valem (35) järgmiseks:

$$\sigma_p = \frac{6Pl}{3\delta \cdot \delta^2} = \frac{2Pl}{\delta^3};\qquad \tau_k \frac{9Pl_1}{4(3\delta)^2\delta} = \frac{Pl_1}{4\delta^3};$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\left(\frac{2Pl_1}{\delta^3}\right)^2 + 4\left(\frac{Pl}{4\delta^3}\right)^2} = \sqrt{\frac{4P^2l^2}{\delta^6} + 4\,\frac{P^2l_1^2}{16\delta^6}} =$$

$$= \frac{2P}{\delta^3}\sqrt{l^2 + \frac{l_1^2}{16}} = \frac{2Pl}{\delta^3} \leqslant [\sigma]_p\ \text{N/m}^2.$$

Hoova paksus δ

$$\delta \geqslant \sqrt[3]{\frac{2Pl}{[\sigma]_p}}. \qquad (36)$$

Praktikas on vända hoova mõõtmed $b \times \delta$ kujunenud $35 \times 10 \div 60 \times 20$ mm piirides; ruudu külje pikkus on $23 \div 30$ mm ja rummu pikkus $l_2 = 40 \div 60$ mm.

Hammastõkestiga hoob (joon. 24, *b*) kujutab endast sirget hooba *1*, mille külge kinnitatakse tõkestilink *3*. Link *3* on lehtvedru *4* abil surutud vastu tõkestiratast. Hammastõkestiga hoob asetatakse koostatud olekus ruutristlõikega ava kaudu ruutristlõikega võlliotsale. Ühes suunas on hoova pööramine vaba, tõkestilink libiseb vabalt tõkestirattal, teises suunas aga hambub tõkestilink tõkestirattaga ja koos hoova pööramisega pöördub ka võll hoovaga võrdse nurga võrra. Esineb ka ümberasetatava lingiga kahepoolse töötamisega hoobasid.

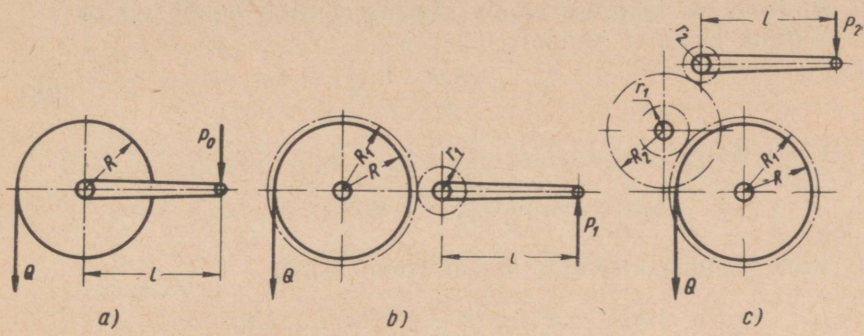
Hammastõkestiga hoova pikkus koos hoova otsale asetatud toruga on 800—1000 mm. Hoova ristlõike mõõtmed määratakse arvutusega paindele.

Riputatud talid, talivankrid ja käsiajamiga sildkraanad asuvad niivõrd kõrgel, et väntasid ja hoobasid pole neil praktiliselt võimalik kasutada. Sel puhul kasutatakse käsiajamina tõmberattaid.

Tõmberatas kinnitatakse võllile kiiluga või liistuga. Tõmberatta pööramine toimub lõputa, kalibreeritud lüliketi abil, mille kaudu tõmberattas tekitatud väändemoment kantakse üle

vedavale võllile. Tõmberattal on kalibreeritud lüliketi plokirattaga analoogiline konstruktsioon (vt. joon. 6), kuid suurema pesade (hammaste) arvuga. Tõmberatta läbimõõt arvutatakse samuti nagu lüliketi plokiratta läbimõõt.

Kõige lihtsamaks tõstemasinaks on vinn, kus vänt ja trummel



Joon. 25. Käsiajamite arvutusskeemid:
a — hammasajamita; *b* — üheastmelise hammasajamiga; *c* — kaheastmelise hammasajamiga.

on kinnitatud ühisele võllile (joon. 25, *a*). Antud juhul on tegemist telje suhtes järgmise momentide võrdsusega:

$$10QR = P_0 l\eta \text{ Nm},$$

kus Q on lasti mass kg,
R — trumli raadius m,
P_0 — vändale rakendatud jõud N,
l — vända pikkus m,
η — süsteemi kasutegur, võrdub 0,85—0,9 lastile Q kuni 3 t, 0,75—0,85 lastile $Q = 3 \div 15$ t ja 0,65—0,75 lastile $Q > 15$ t.

Vajalik käejõud

$$P_0 = \frac{10QR}{l\eta} \text{ N}. \qquad (37)$$

Lasti tõstekiirus

$$v_Q = \frac{\pi R n_{tr}}{30} \text{ m/s},$$

kus $n_{tr} = n_v \cong 30$ p/min — praktiliselt võimalik vända pöörete arv.

Võtame ühe hammasratasülekandega vintsi ja määrame vändale rakendatava jõu samade Q, R ja l (joon. 25, *b*) suuruste juures.

Sel puhul on momentide valem

$$10QR = P_1 l\eta \frac{R_1}{r_1} = P_1 l\eta 4 i_1 \text{ Nm},$$

kus $i_1 = \frac{R_1}{r_1}$ on hammasajami ülekandearv;

R_1 ja r_1 — hammasrataste algringjoonte läbimõõdud m.

Vajalik käejõud vändal

$$P_1 = \frac{10QR}{l\eta} \cdot \frac{l}{i_1} \text{ N}. \tag{38}$$

Lasti tõstekiirus

$$v_Q = \frac{\pi R n_v}{30} \cdot \frac{l}{i_1} \text{ m/s}.$$

Kahe hammasülekande korral (joon. 25, *c*)

$$10QR = P_2 l\eta \frac{R_1}{r_1} \frac{R_2}{r_2} = P_2 l\eta i_1 i_2 \text{ Nm};$$

$$P_2 = \frac{10QR}{l\eta} \frac{l}{i_1 i_2} \text{ N}. \tag{39}$$

Vastavalt kolme hammasülekande korral

$$10QR = P_3 l\eta i_1 i_2 i_3 \text{ Nm}; \quad P_3 = \frac{10QR}{l\eta} \cdot \frac{l}{i_1 i_2 i_3} \text{ N} \tag{40}$$

ja ükskõik millise ülekande i_0 puhul

$$10QR = P_i l\eta i_0 \text{ Nm}; \quad P_i = \frac{10QR}{l\eta} \cdot \frac{l}{i_0} \text{ N}. \tag{41}$$

Toodust nähtub, et ülekannete arvu suurendamine ja koos sellega ülekandearvu suurendamine vähendab vändale rakendatavat jõudu samade Q, R ja l juures pöördvõrdeliselt ülekandearvuga ehk vastupidi, konstantse vändajõu P juures suureneb Q võrdeliselt ülekandearvuga. Lasti tõstekiirus väheneb aga võrdeliselt ülekandearvuga vända võrdse pöörlemiskiiruse juures.

Käsiajamiga tõstemehhanismide ja masinate projekteerimisel soovitatakse järgmist arvutuse metoodikat:

1) valida lasti riputamise viis (polüspastiga või ilma);

2) antud tõstevõime järgi valida painduv tõsteelement (tross või kett);

3) määrata trumli, plokirataste (ka tasakaalu plokiratta) ja tõmberatta mõõtmed;

4) määrata lastmoment trumlivõllil ja käivitamismoment vändavõllil;

5) määrata mehhanismi vajalik ülekandearv, mille järgi arvutatakse ülekanded;

6) teostada vända arvutus.

Arvutusnäide. Teostada käsivintsi kontrollarvutus, kui $Q = 1000$ kg, $l = 400$ mm, $l_1 = 350$ mm, $\eta = 0{,}8$, $P = 2 \times 200 = 400$ N, $n_v = 20$ p/min.

Last riputatakse ühele trossiharule. Trossi varutegur $k_v = 5$.

Trossi arvutuslik tõmbejõud

$$S_{1a} = 10 k_v Q = 10 \cdot 5 \cdot 1000 = 5000 \text{ N}.$$

Lisas 1 toodud tabelitest valime trossi TK6 $\times$ 19 + l_{vc}, mille $d_{tr} = 11$ mm, tõmbejõud 55900 N traadi tõmbetugevuse $\sigma_p = 150 \cdot 10^7$ N/m^2 juures.

Trumli läbimõõt, kui $e = 18$:

$$D_{tr} = (e - 1) d_{tr} = (18 - 1) \cdot 11 \cong 200 \text{ mm} = 0{,}2 \text{ m}.$$

Lasti moment trumlivõllil ja käivitamismoment vändavõllil:

$$M_Q = 10Q \frac{D_{tr}}{2} = 10 \cdot 1000 \frac{0{,}2}{2} = 1000 \text{ Nm};$$

$$M_v = P \cdot l = 400 \cdot 0{,}4 = 160 \text{ Nm}.$$

Ülekandearv

$$i_1 = \frac{M_Q}{M_v \eta} = \frac{1000}{160 \cdot 0{,}8} = 7{,}8.$$

Silindrilisele hammasajamile lubatakse käsikäitamise korral $i_1 = 8 \div 10$.

Määrame vända mõõtmed:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pl_1}{0{,}1[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 0{,}35}{0{,}1 \cdot 700 \cdot 10}} = 0{,}027 \text{ m} = 27 \text{ mm},$$

vända käepideme varda läbimõõduks valime 30 mm;

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2Pl}{[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 400 \cdot 0{,}4}{700 \cdot 10^5}} = 0{,}017 \text{ m} = 17 \text{ mm},$$

vända hoova paksuseks valime 20 mm ja laiuseks $b = 3\delta = 3 \cdot 20 = 60$ mm.

Vänta kandva vedava võlli läbimõõdu arvutame väändetingimusest

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{160}{0{,}2 \cdot 250 \cdot 10^5}} = 0{,}032 \text{ m} = 32 \text{ mm},$$

kus $[\tau]$ on terasele Ст. 5 lubatav vähendatud väändepinge $(250 \div 300) \cdot 10^5$ N/m^2.

Valime võlli läbimõõduks $d_1 = 35$ mm.

Vända rummu mõõtmed on:

$$l_2 = (1{,}5 \div 1{,}8) d_1 = (1{,}5 \div 1{,}8) 35 = (52{,}5 \div 63) \text{ mm};$$
$$d_2 = (1{,}8 \div 2{,}0) d_1 = (1{,}8 \div 2{,}0) 35 = (63 \div 70) \text{ mm},$$

kui $l_2 = 60$ mm ja $d_2 = 70$ mm.

Lasti tõstmise kiirus

$$v_Q = \pi D_{tr} n_{tr} \frac{1}{60} = \pi \cdot 0{,}2 \cdot 2{,}56 \cdot \frac{1}{60} = 0{,}027 \text{ m/s},$$

kui $n_{tr} = \frac{n_v}{i_1} = \frac{20}{7{,}8} = 2{,}56$ p/min.

Mehaanilised ajamid

Tõste-transportmasinate peamiseks ajamiks tuleb lugeda mehaanilist ajamit. Tõste-transportmasinate mehaanilise ajami jõuallikana kasutatakse raudteekraanadel aurumasinat, pneumaatilistes tõsteseadmetes — kompressorit, hüdraulilise ajamiga tungraudades, tõstukites ja kraanadel — hüdraulilisi pumpasid, autokraanadel, roomikkraanadel — sisepõlemismootorit, vintside, telferite, sildkraanade ja enamiku teiste kraanatüüpide juures — elektrimootorit. Kõige enam leiavad rakendamist alalis- ja vahelduvvoolumootorid, millel on teiste ajamitüüpide ees järgmised eelised:

1) elektrienergia odavus ja võimalus üle kanda ükskõik millistele kaugustele;
2) lihtsad seadmed ja ökonoomsus ekspluatatsioonis;
3) alati töövalmis;
4) suurte võimsustega ja kõrge kasuteguriga;
5) lihtsa juhtimisega;
6) võimalik reguleerida tõstekiirust ja pidurdamist;
7) automaatse juhtimise võimalus;
8) teenindava personali head sanitaartehnilised tingimused.

Tõstekraanades kasutatakse kinnisi vahelduvvoolu faasilise rootoriga asünkroonmootoreid MT ja lühisrootoriga mootoreid MTK. Alalisvooluga töötavates kraanades kasutatakse elektrimootoreid МП ja КПДН. Elektrimootorite karakteristika on toodud lisades 10 ja 11, kraanamehhanismide kasutegur tabelis 14.

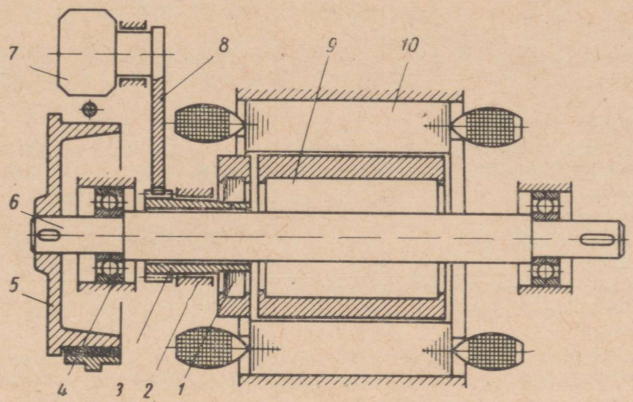
Üleliidulises Tõste-transportmasinaehituse Teaduslïku Uurimise Instituudis töötati välja ja teostati uue sisseehitatud piduriga väikesegabariidilise lühisrootoriga 0,27 ja 0,4 kW võimsusega asünkroonmootori katsetused (joon. 26). Staatorisse *10* on paigutatud pearootor *9*, mis on kinnitatud veerelaagritele *4* toetuvale võllile *6*, ja abirootor *1*, mis on kinnitatud torule *3*. Toru *3* ots on kujundatud hammasrattana, mis hambub hammassektoriga *8*. Hammassektor on jäigalt ühendatud piduri pakke käitava mehhanismiga *7*. Võrku lülitatud mootori korral püüavad mõlemad rootorid pöörelda ühes suunas. Abirootor *1* pöörab seejuures liugelaagritele *2* toetatud toruvõlli *3* ja pöörab hammassektori *8* piirasendisse. Hammassektori pööramisega avatakse piduripakud ja vabastatakse piduriratas *5*. Mootori väljalülitamisel suruvad vedrud piduripakud tagasi ja nad pidurdavad piduri-

ratta kaudu võlli *6*. Võll seiskub ja hammassektor *8* koos võlliga *3* ja abirootoriga pöördub tagasi esialgsesse asendisse.

Tõstemasinatel on järgmised põhimehhanismid: tõstemehhanism, sõidumehhanism ja pöördemehhanism.

Tõstemehhanismi mootori võimsus määratakse valemiga

$$N_m = \frac{10(Q+G)v_Q}{\eta} \text{ W}, \qquad (42)$$



Joon. 26. Sisseehitatud piduriga elektrimootor (ВНИИПТМАШ).

kus Q on tõstevõime kg;
G — lasti haardeseade mass kg;
v_Q — lasti tõstekiirus püsivliikumise režiimil m/s,
η — mehhanismi kasutegur (tabel 14).

Arvutusega saadud võimsuse alusel valitakse vajalik elektrimootor ning valitakse reduktor ülekandearvu järgi, mis määratakse võrdsusega

$$i = \frac{n_m}{n_{tr}},$$

kus n_m on valitud mootori pöörete arv minutis;
n_{tr} — trumli pöörete arv minutis;

$$n_{tr} = \frac{60v_Q K_n}{\pi D_{tr}} \text{ p/min},$$

kus K_n on polüspasti ülekandearv;
D_{tr} — trumli arvutuslik läbimõõt m.

Tõstemehhanismi ajamis kasutatakse horisontaalseid reduktoreid seeriast PM (lisa 12) ja ЦД.

Tabel 14

Kraana mehhanismide kasutegur

Mehhanismide elemendid ja mehhanismid	Kasutegur kui laagriteks on	
	veerelaagrid	liugelaagrid
Lahtised hammasajamid		
silindrilised	0,95—0,96	0,93—0,95
koonilised	0,93—0,95	0,92—0,94
Kinnised silindrilised hammasajamid		
konsistentse määrdeainega	0,96—0,98	0,93—0,95
õlivannis	0,97—0,98	0,95—0,97
Tiguajamid		
ühekäigulise teoga	0,50—0,75	
kahekäigulise teoga	0,75—0,80	
Trossi plokid ja trumlid	0,96—0,98	0,94—0,96
Hammassidurid	0,99	
Tõstemehhanismid		
silindriliste ajamitega	0,80—0,85	0,70—0,80
tiguajamiga	0,65—0,70	
Kraana vankri ja silla sõidumehhanismid		
silindriliste ajamitega	0,80—0,90	0,75—0,85
tiguajamiga	0,65—0,70	
Pöördemehhanismid		
hammasajamitega	0,75—0,85	0,70—0,80
tiguajamiga	0,50—0,70	

Elektrimootori ja reduktori valikul tuleb arvestada mehhanismi töörežiimi.

Valitud elektrimootoril kontrollitakse käivitamismomenti seosega

$$\psi_\Phi = \frac{M_d}{M_{st}} \leqslant \psi_m,$$

kus M_d on elektrimootori väändemoment mehhanismi käivitamise perioodil Nm;

M_{st} — mootori staatiline väändemoment lasti tõstmise perioodil;

ψ_Φ — tegelik käivitamismomendi ja staatilise momendi vahekord;

ψ_m — lubatav ülekoormustegur.

Tegelik väändemoment käivitamise perioodil määratakse valemiga

$$M_d = \frac{10QD_{tr}}{2K_n i_0 \eta} + \frac{10QD_{tr}^2 n_m}{375 i_0^2 K_n^2 t_d \eta} + \delta_m \frac{(GD^2) n_m}{375 t_d} \text{ Nm},$$

kus Q on tõstevõime kg;

D_{tr} — trumli arvutuslik läbimõõt m.

K_n — polüspasti ülekandearv;

i_0 — valitud reduktori ülekandearv;
η — mehhanismi kasutegur (tabel 14);
n_m — mootori pöörete arv p/min;
GD^2 — elektrimootori hoomoment Nm²;
$\delta_m = 1{,}1 \div 1{,}25$ — tegur, mis arvestab mehhanismi teiste detailide hoomomente;
t_d — mehhanismi käivitamise (kiirendamise) aeg võetakse, sõltuvalt tõstekiirusest v_Q, ($t_d \geqslant 5v_Q$ s).

Mootori staatiline moment arvutatakse valemiga

$$M_{st} = \frac{10QD_{tr}}{2K_n i_0 \eta} \text{ Nm.}$$

Arvutusnäide. Valida tõstemehhanismi vahelduvvoolu elektrimootor ja reduktor, kui $Q = 15$ t, $G = 300$ kg, $\Pi B = 25\%$, $K_n = 3$, $v_Q = 0{,}25$ m/s, $D_{tr} = 0{,}4$ m, mehhanismi $\eta = 0{,}85$.

Mootori vajalik võimsus

$$N_m = \frac{10(Q+G)v_Q}{\eta} = \frac{10(15\,000+300)\cdot 0{,}25}{0{,}85} = 45\,000 \text{ W} = 45 \text{ kW}.$$

Tabelitest lisas 10 valime elektrimootori MT 62-10, mille $\Pi B = 25\%$, $N = 45$ kW, $n_m = 577$ p/min, ülekoormustegur $\psi = 3{,}2$, mootori mass 945 kg, hoomoment $(GD^2) = 175$ Nm².

Trumli pöörete arv

$$n_{tr} = \frac{60v_Q K_n}{\pi D_{tr}} = \frac{60\cdot 0{,}25\cdot 3}{\pi\cdot 0{,}4} = 35{,}8 \text{ p/min}.$$

Mehhanismi ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_{tr}} = \frac{577}{35{,}8} = 16{,}2.$$

Tabelitest lisas 14 valime reduktori PM-650 VI variandi ülekandearvuga $i_0 = 15{,}75$, vedava võlli pöörete arvuga 600 p/min $\Pi B = 25\%$ juures, reduktorisse antav võimsus 47,5 kW ja reduktori mass 878 kg.

Kontrollime valitud elektrimootori ülekoormust käivitamise perioodil, kui $t_d = 8v_Q = 8\cdot 0{,}25 = 2$ s:

$$\psi_\phi = \frac{M_H}{M_{st}} = \frac{\dfrac{10_Q D_{tr}}{2K_n i_0 \eta} + \dfrac{10QD_{tr}{}^2 n_m}{375K_n{}^2 i_0{}^2 t_d \eta} + \dfrac{(GD^2)n_m}{375t_d}\delta_M}{\dfrac{10QD_{tr}}{2K_n i_0 \eta}} =$$

$$= \frac{\dfrac{10\cdot 15\,000\cdot 0{,}4}{2\cdot 3\cdot 15{,}75\cdot 0{,}85} + \dfrac{10\cdot 15\,000\cdot 0{,}4^2\cdot 577}{375\cdot 3^2\cdot 15{,}75^2\cdot 2\cdot 0{,}85} + \dfrac{175\cdot 577}{375\cdot 2}\cdot 1{,}15}{\dfrac{10\cdot 15\,000\cdot 0{,}4}{2\cdot 3\cdot 15{,}75\cdot 0{,}85}} = 1{,}22 < \psi_m = 3{,}2.$$

Kraanavankri või -silla liikumisel tekivad hõõrdetakistused rataste tappides W_c ja rataste veeremisel roobastel W_r, millede ületamiseks kulutataksegi sõidumehhanismi mootori võimsus.

Nimetatud kaks hõõrdetakistuse liiki tekitavad põhilise liikumistakistuse. Peale põhilise liikumistakistuse tekivad veel lisaliikumistakistused rattapöia ääriste hõõrumisel vastu roopaid ja roobaste ebatasasusest W_t.

Üldine liikumistakistus on seega kõikide liikumistakistuste summa, s. o.

$$W = W_e + W_r + W_t \text{ N}. \tag{43}$$

Orienteeruvalt on võimalik määrata hõõrdemomendid rataste tappides ja veeremisel.

Tabel 15

Sildkraana rataste orienteerivad mõõtmed

Tõstevõime t	Kraanavanker		Kraanasild	
	ratta läbimõõt mm	tapi läbimõõt mm	ratta läbimõõt mm	tapi läbimõõt mm
5—10	200—250	60—70	600—800	80—120
15—20	250—350	70—100	700—900	100—120
20—50	400—500	90—120	700—900	120—150

Hõõrdemoment tappides

$$M_e = F_e \frac{d_e}{2} = 10(Q' + G_1) f \frac{d_e}{2} \text{ Nm}, \tag{44}$$

kus F_e on hõõrdejõud tappides N;
d_e — tapi läbimõõt (tabelist 15) cm;
$Q' = Q + G$ — lasti ja haardeseadme mass kg;
G_1 — kraanavankri või -silla mass kg;
f — hõõrdetegur tappides (tabelist 16).

Veeretakistusmoment rataste veeremisel roobastel M_r tekib ratta ja roopa kontaktpindade deformatsioonist, mille tagajärjel reaktsiooni rakenduspunkt nihkub mõningal määral ratta liiku-

Tabel 16

Hõõrdetegur rataste laagrites

Liugelaagrid		Veerelaagrid	
lahtised laagrid	õlivanniga laagrid	kuul- ja rull-laagrid	koonilised rull-laagrid
0,10	0,08	0,015	0,02

mise suunas. Nimetatud reaktsiooni rakenduspunkti nihke suurust nimetataksegi veeretakistusteguriks; veeretakistusmomendiks saame

$$M_r = 10(Q' + G_1)\mu \text{ Nm}. \tag{45}$$

Teguri μ suurus valitakse tabelist 17.

Tabel 17

Veeretakistustegur μ ratta veeremisel roopal

Roopa tüüp	Ratta läbimõõt D_r mm				
	200—300	400—500	600—700	800	900—1000
	Terasest ratastele				
Tasapinnaline	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07
Kumera peaga tüüp P või KP	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
	Malmist ratastele				
Tasapinnaline	0,04	0,06	0,08	0,09	0,09
Kumera peaga tüüp P või KP	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14

Edasiliikumisel tekkiv summaarne hõõrdemoment on

$$M_0 = M_e + M_r = 10\left[(Q + G_1)f\frac{d_e}{2} + (Q' + G_1)\mu\right] =$$

$$= 10(Q' + G_1)\frac{fd_e + 2\mu}{2} \text{ Nm} \tag{46}$$

ja summaarne liikumistakistus

$$W = W_e + W_r = \frac{2M_0}{D_r} = 10(Q' + G_1)\frac{fd_e + 2\mu}{D_r} \text{ N}, \tag{47}$$

kus D_r on sõiduratta läbimõõt m (vt. tabel 15).

Ratta veeremisel tekkiva lisatakistuse määramine arvutuse teel on praktiliselt võimatu ja seepärast arvestatakse teguriga, mis valitakse tabelist 18.

Selle alusel kujuneb kraanavankri või -silla liikumistakistus silindriliste rataste ja liugelaagrite korral

$$W = k_d 10(Q' + G_1)\frac{fd_e + 2\mu}{D_r} \text{ N} \tag{48}$$

ja kooniliste rataste ning veerelaagrite korral

$$W = k_d 10(Q' + G_1)\frac{fd_{ek} + 2\mu}{D_{rk}} \text{ N}, \tag{49}$$

Tabel 18

Lisatakistuse teguri k_d suurused

Sõiduratas	Mehhanism	Mehhanismi ajam	Ratta laagrid	k_d
Kooniline	Kraana-sild	Tsentraalne	Veere- ja liugelaagrid	1,2
Silindriline		Eraldi	Veerelaagrid	1,5
		Tsentraalne	Liugelaagrid	1,8
	Kraana-vanker		Veerelaagrid	2,5

kus d_{ek} on veerelaagri keskmine läbimõõt m;
D_{rk} — sõiduratta keskmine läbimõõt m.

Toodud valemid kraanavankri või -silla liikumistakistuse määramiseks on kehtivad kinnistes ruumides töötavate kraanade puhul.

Kraana sõidumehhanismi mootori valikul arvestatakse käivitamisaega t_d, mis võetakse:
$t_d = 2 \div 4$ s kraanavankri sõidumehhanismidele,
$t_d = 5 \div 8$ s kraanasilla sõidumehhanismidele.

Määrame inertsjõu suuruse

$$P_d = \frac{10(Q' + G_1)}{g} \frac{v_s}{t_d} \text{ N}, \tag{50}$$

kus g on raskuskiirendus, 9,81 m/s²;
v_s — liikumiskiirus m/s.

Määrame jõu suuruse, mis on vajalik kraanavankri või -silla liikuma hakkamiseks:

$$P_k = W + (1{,}2 \div 1{,}3) P_d \text{ N}, \tag{51}$$

kus $(1{,}2 \div 1{,}3)$ on tegur, mis arvestab mootori, siduri ja hammasajamite intertsjõude.

Vajalik käivitamisvõimsus

$$N_k = \frac{P_k v_s}{\eta} \text{ W}. \tag{52}$$

Vajalik mootori võimsus, arvestades keskmiseks ülekoormuse teguriks $\psi_m = 1{,}5$:

$$N_s = \frac{N_k}{\psi_m} \text{ W}. \tag{53}$$

Vajalik võimsus püsivliikumise perioodil

$$N_m = \frac{Wv_s}{\eta} \text{ W.} \tag{54}$$

Sõidumehhanismi mootor valitakse N_s ja N_m piirides ja määratakse järgnevalt mehhanismi ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_r},$$

kus n_m on valitud mootori pöörete arv p/min;
n_r — sõiduratta pöörete arv p/min;

$$n_r = \frac{60v_s}{\pi D_r} \text{ p/min; } i = \frac{n_m \pi D_r}{60v_s}, \tag{55}$$

kus v_s on kraanavankri või -silla liikumise kiirus m/s;
D_r — sõiduratta läbimõõt m.

Arvutusega määratud ülekandearvu järgi valitakse sobiv vertikaalne reduktor (vt. lisa 13).

Arvutusnäide. Valida kraanavankri sõidumehhanismi mootor ja reduktor, kui lasti haaramisseadmete mass $Q' = 15\,300$ kg, vankri mass $G_1 = 6000$ kg, liikumiskiirus $v_s = 0{,}833$ m/s, $PB = 25\%$, vool on kolmefaasiline, rattad — silindrilised ja rull-laagritel, roobas — tasane.

Tabelitest saame: $D_r = 350$ mm, $d_e = 90$ mm, $f = 0{,}015$, $\mu = 0{,}03$ cm $=$ $= 0{,}0003$ m, $k_d = 2{,}5$, $t_d = 3$ s, $\psi_m = 1{,}5$.

Liikumistakistus

$$W = 10k_d(Q' + G_1)\frac{fd_{ek} + 2\mu}{D_r} =$$

$$= 10 \cdot 2{,}5(15\,300 + 6000)\frac{0{,}015 \cdot 0{,}09 + 2 \cdot 0{,}0003}{0{,}35} = 3040 \text{ N.}$$

Inertsjõud

$$P_d = \frac{10(Q' + G_1)}{g}\frac{v_s}{t_d} = \frac{10(15\,300 + 6000)}{9{,}81}\frac{0{,}833}{3} = 6040 \text{ N.}$$

Vajalik jõud vankri liikuma hakkamiseks mootori käivitamisel

$$P_k = W + (1{,}2 \div 1{,}3)P_d = 3040 + 1{,}2 \cdot 6040 = 10\,300 \text{ N.}$$

Käivitamiseks vajalik võimsus

$$N_k = \frac{P_k v_s}{\eta} = \frac{10\,300 \cdot 0{,}833}{0{,}9} = 9530 \text{ W} = 9{,}53 \text{ kW.}$$

Mootori võimsus, arvestades ülekoormust:

$$N_s = \frac{N_k}{\psi_m} = \frac{9{,}53}{1{,}5} = 6{,}35 \text{ kW.}$$

Mootori võimsus püsival liikumisel

$$N_m = \frac{Wv_s}{\eta} = \frac{3040 \cdot 0{,}833}{0{,}9} = 2820 \text{ W} = 2{,}82 \text{ kW}.$$

Tabelitest lisas 10 valime elektrimootori MT-12-6, millel $N_m = 3{,}5$ kW, $n_m = 910$ p/min, ülekoormustegur $\psi = 2{,}5$, mass 109 kg. Mootori käivitamisvõimsus $N_m\psi = 3{,}5 \cdot 2{,}5 = 8{,}75$ kW, mis vähe erineb arvutatud käivitamisvõimsusest $N_k = 9{,}53$ kW.

Sõidumehhanismi ülekandearv

$$i = \frac{\pi D_r n_m}{60 v_s} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}35 \cdot 910}{60 \cdot 0{,}833} = 20.$$

Tabelitest lisas 16 valime reduktori BK-400, millel ülekantav võimsus $ПВ = 25\%$ juures on 5,8 kW, kui pöörete arv on 1000 p/min. Reduktori ülekandearv $i = 21$, III variant.

Vankri tegelik liikumiskiirus

$$v_s = 0{,}833 \frac{20}{21} = 0{,}8 \text{ m/s}.$$

Kraana roopad ja sõidurattad

Kraanavankri ja -silla sõidurattad liiguvad valtsitud roobastel, mille profiilid ja mõõtmed on toodud tabelis 19.

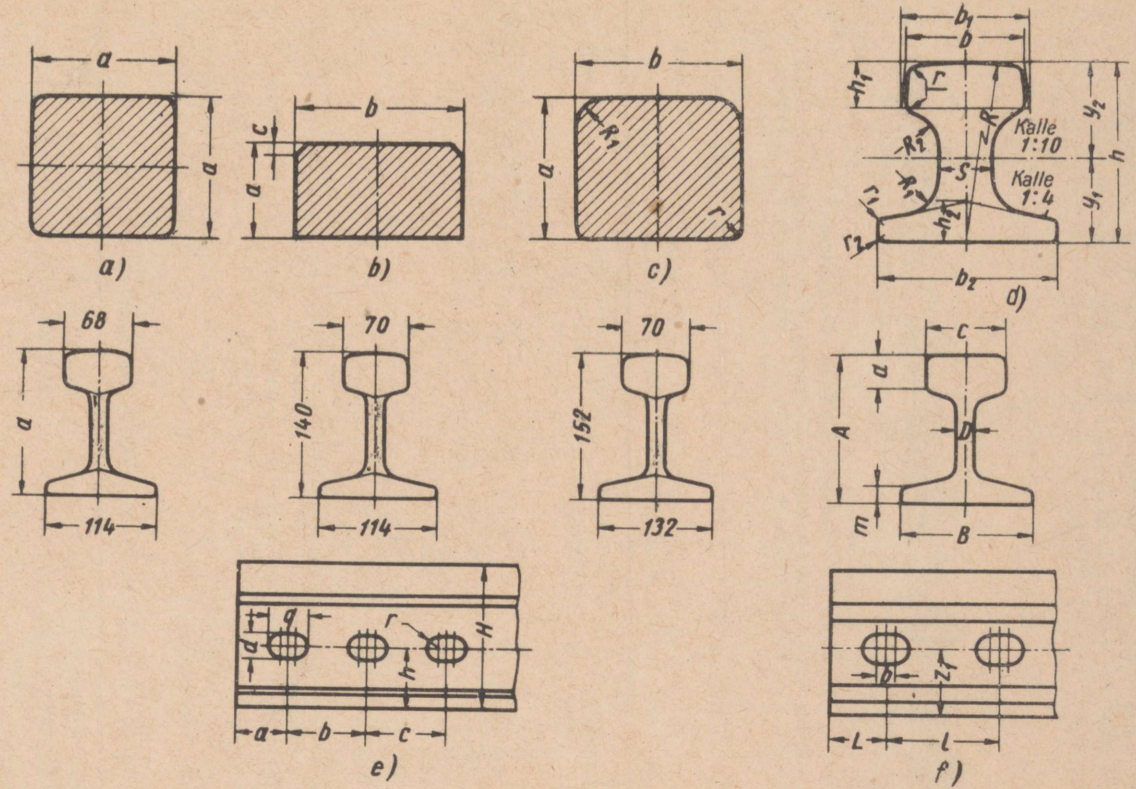
Kraana ruut-, riba- ja pruss-roopad (lihtroopad) valmistatakse terasest Ст. 5 valtsimise teel. Kraana- ja raudteeprofiilroopad valmistatakse terasest НБ-62. Lihtroopad kinnitatakse taladele neetidega või keevitatakse. Profiilroobaste kinnitamiseks kasutatakse polte, neete, pingutuskruvisid, klambreid ja elektrikeevitamist (joon. 28).

Kraana roobaste mõõtmed sõltuvad sõiduratastе mõõtmetest. ВНИИПТМАШ soovitab tabelis 20 toodud roobaste mõõtmeid vastavalt unifitseeritud sõiduratastе tüüpmõõtmetele.

Kraanavankri ja -silla sõiduratastе pöiad kujundatakse kas silindrilise või koonilise veerepinnaga (koonilisus 1 : 10).

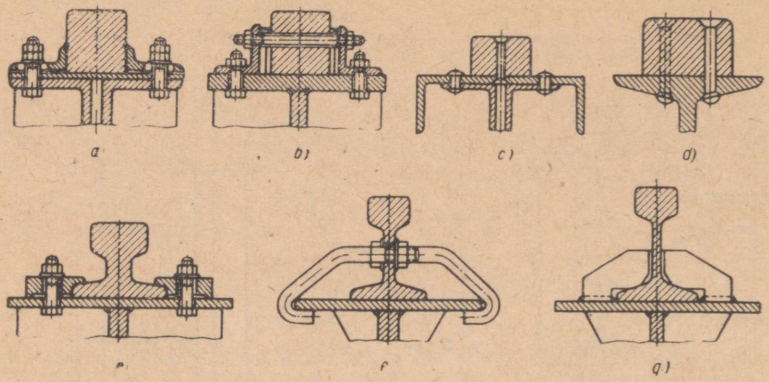
Kraanavankritel ja kraanadel kasutatakse silindrilisi kahe äärisega (mõlemapoolse äärisega) rattaid. Sildkraanadel rataste arvuga mitte üle nelja ja sildeavaga mitte üle 18 m on soovitav kasutada koonilisi ühepoolse äärisega sõidurattaid. Koonilised rattad, tingituna ringkiiruse muutusest koonilisel veerepinnal, väldivad paremini silla kiivakiskumist. Sõiduratta äärise hõõrdetakistuse vähendamiseks ja ärahoidmiseks leiavad kasutamist ka külgmiste juhtrullidega ääriseta sõidurattad.

Käsiajamiga mehhanismide ja elektriliste sildkraanade sõidurattad valmistatakse juhul, kui sõidukiirus ei ületa 30 m/min ja ratta surve roopale on alla 5 t, malmist СЧ 15-32 ja МСЧ 34-56 veerepinna kõvadusega (160 ÷ 270) H_B. Kraanavankrite sõidu-



Joon. 27. Kraana roopad:

a — ruutroobas; *b* — ribaroobas; *c* — prussroobas; *d* — spetsiaalse profiiliga kraanaroobas; *e* — kitsaroopalise raudtee roobas; *f* — laiaroopalise raudtee roobas.



Joon. 28. Roobaste kinnitusi kraanatalale:
a — roopa külge keevitatud nurkade ja poltidega; *b* — poltidega; *c*, *d* — neetidega; *e* — kinnitusliistude ja poltidega; *f* — klambritega; *g* — kobadega.

Tabel 19

a. Ruutroobas (joon. 27, *a*)

a mm	Jooksva meetri mass kg	Ristlõike pindala cm²	Märkused
40	12,5	16	Normaalne pikkus 4 m, suurim pikkus 6 m.
50	19,5	25	
60	28,0	36	
70	38,5	49	
80	50	64	
100	78,5	100	

b. Ribaroobas (joon. 27, *b*)

Mõõtmed mm			Jooksva meetri kaal kg	Märkused
b	*a*	*c*		
80	40	5	25	Normaalne pikkus 5 m, suurim pikkus 8 m.
90	50	5	25	

c. Prussroobas (joon. 27, *c*)

Mõõtmed mm				Jooksva meetri mass kg	Ristlõike pindala cm²	
b	*a*	R_1	*r*			
100	85	15	6	65	82,5	Normaalne pikkus 5 m, suurim pikkus 8 m
120	85	14	6	75	100,0	
140	85	13	6	92	117,0	

d. **Kraana profiilroopad** (GOST 4121-62, joon. 27, *d*)

Roopa tüüp	Mõõtmed mm												Ristlõike pindala cm²	Jooksva meetri mass kg
	b	b_1	$b_2 = h$	h_1	h_2	*R*	R_1	R_2	*S*	*r*	r_1	r_2		
KP70	70	76,5	120	32,5	24	400	23	38	28	6	6	1,5	67,30	52,70
KP80	80	87,0	130	35	26	400	26	44	32	8	6	1,5	81,13	63,52
KP100	100	108	150	40,4	30	450	30	50	38	8	8	2	113,32	88,73
KP120	120	129	170	45	35	500	34	56	44	8	8	2	150,44	117,89

e. **Kitsaroopalise raudtee roopad** (GOST 6368-52, joon. 27, *e*)

Roopa tüüp	Mõõtmed mm										Kalle	Ristlõike pind cm²	Jooksva meetri mass kg
	A	*B*	*C*	*D*	*a*	*m*	*L*	*l*	*b*	*h*			
P15	91,5	76	37	7	19,5	13,4	47	100	6	51,75	1 : 2	19,16	15
P18	90	80	40	10	20,9	5	46,5	100	7	51	1 : 1,8	23,07	18
P24	107	92	51	10,5	26,3	6,3	45,5	90	7	61,5	1 : 4,5	32,70	26

f. **Laiaroopalise raudtee roopad** (joon. 27, *f*)

Roopa tüüp	Mõõtmed mm								Ristlõike pindala cm	Jooksva meetri mass kg	GOST
	p	*q*	*H*	*h*	*a*	*b*	*c*	*r*			
P38	25	33	135	59,5	56	110	160	12,5	49,1	38,416	3542-47
P43	25	33	140	62,5	56	110	160	12,5	57,0	44,653	7173-54
P50	27	37	152	68,5	66	150	140	13,5	65,8	51,514	7174-54

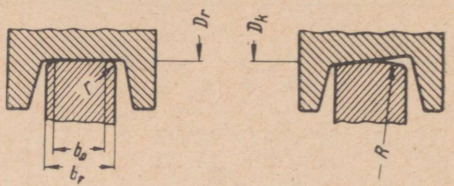
rattad läbimõõduga $D_r \leqslant 300$ mm valmistatakse terasest 45; $D_r = 300 \div 500$ mm puhul — terasest 50Г2 ja 65Г; $D_r > 500$ puhul (normaaltöörežiimiga ratastel) terasevalust 55Л ja $D_r > 500$ puhul (raske töörežiimiga ratastel) — terasevalust 23 ХГСЛ. Sõiduratasteveerepinnad on termiliselt töödeldud (pinnakõvadus $200 \div 400$ H_B).

Silindrilise veerepinnaga rataste puhul kasutatakse tasapinnalisi roopaid, koonilise veerepinnaga rataste puhul — ümardatud peaga roopaid (joon. 29).

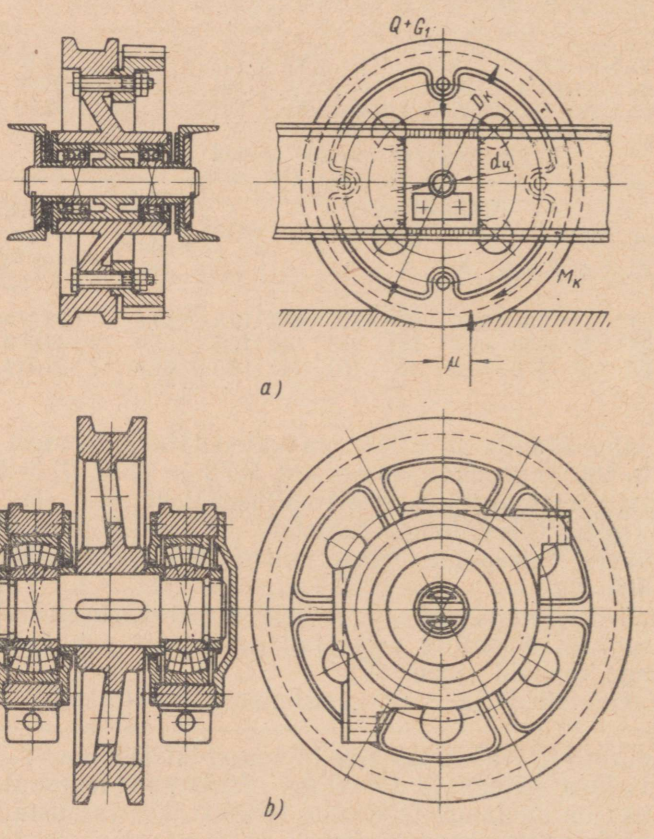
Rataste teljed ja võllid valmistatakse terasest Ст. 5, 30 või 45.

Sõidurattaid valmistatakse liitkonstruktsiooniga, s. o. eraldi pealepandava põiaga ja tervikuna. Sildkraanade ekspluatatsioonipraktika on näidanud tervikuna terasest 65Г valmistatud silindriliste sõiduratastehead püsivust.

Kraana sõidurattad võivad olla vedavad ja veetavad. Momendi ülekandmine vedavale rattale toimub mitmel viisil. Kui vedav ratas on toetatud veere- või liugelaagrite abil seisvale tel-



Joon. 29. Kraana rataste pöidade profiilid.



Joon. 30. Kraana vedavate rataste kinnitusi:
a — teljele; *b* — võllile.

jele, siis momendi ülekandmine toimub poltidega ratta külge kinnitatud hammasvöö kaudu (joon. 30, *a*). Kui ratas on kinnitatud pöörlevale võllile, kasutatakse võlli toetamiseks standardseid veerelaagritega laagripukse ja võll käitatakse otse vedavalt võllilt siduri kaudu (joon. 30, *b*). Veetavad rattad toetatakse nii seisvate kui ka pöörlevate telgedega. Kraana rataste ja standardsete laagripukside põhimõõtmed on toodud lisas 18—21.

Ratta töötamistingimuste parandamiseks ja montaaži, demontaaži ning laagrite kontrolli hõlbustamiseks on otstarbekohane toetada rattaid pukside kaudu.

Eeskirjade [6] kohaselt kasutatakse elektrilise- sildkraana vankri ratasteks kahepoolse äärisega sõidurattaid. Ühepoolse äärisega sõidurattaid kasutatakse tavaliselt üheroopaliste tõsteseadmete vankritel. Praktika näitab, et kraanavankri rataste ääriste kulumine on suhteliselt väike ja selle tõttu on ka ühepoolse äärisega sõidurattad otstarbekohased.

Asendades kahepoolse äärisega silindrilised rattad ühepoolse äärisega kooniliste sõiduratastega vähendaksime nende valmistamise aega ja metallikulu.

ВНИИПТМАШ tsentraalne konstruktsioonibüroo töötas 1959. a. välja üldkasutatavate sildkraanade vankrite uued lahendused just kooniliste ühepoolse äärisega ratastega.

Elektriliste sildkraanade sõidurattad valitakse tabelitest ühele rattale langeva koormuse, sõidukiiruse ja tegeliku töörežiimi alusel. Roobas valitakse ratta mõõtmete järgi. Orienteeruv kontrollarvutus teostatakse tingimuslikule kontaktsurvele

$$q = \frac{Q_{max} C_1 C_2}{D_k b_0} \leqslant [q] \text{ N/m}^2, \qquad (56)$$

kus Q_{max} on ühe sõiduratta koormus N;
C_1 — töörežiimi tegur, $C_1 = 1{,}0$ kergel, $C_1 = 1{,}2$ keskmisel, $C_1 = 1{,}4$ raskel ja $C_1 = 1{,}6$ eriti raskel töörežiimil;
C_2 — kiirustegur, võrdub $1 + 0{,}02 v_s$;
v_s — silla või vankri sõidukiirus m/s;
D_k — sõiduratta läbimõõt m;
b_0 — roopa töötav laius m;
$[q]$ — lubatav kontaktsurve N/m², mis on malmist ratastel $(25 \div 30) \cdot 10^5$ N/m² ja terasest ratastel $(50 \div 60) \cdot 10^5$ N/m².

Kontaktpinge täpsemaks arvutamiseks kasutatakse valemeid (joon. 29):

a) tasapinnalise roopa ja silindrilise terasest ratta korral

$$\sigma_c = 600 \sqrt{\frac{2 Q_{max} C_1 C_2}{D_k b_0}} \leqslant [\sigma]_c; \qquad (57)$$

Tabel 20

Kraana roopad

Roopad	Rattad							
	КУ200	КУ300	КУ400	КУ500	КУ600	КУ700	КУ800	КУ900
Normaalroobas ümardatud peaga . . .	Р15	Р18	Р24	Р38	Р38	КР70 Р43	КР70 Р43	КР80 Р50
Asendatakse lihtroopaga, laiusega mm	40	50	60	80	80	90	90	100

Tabel 21

Lubatava survepinge väärtused

Rataste materjal	Veerepinge kõvadus H_B	$[\sigma]_s$ kN/m²	
		Rattad	
		silindrilised	koonilised
Malm СЧ 15-32	163—229	$25 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^5$
„ МСЧ 35-36	217—272	$35 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^5$
Teras 45	217	$45 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^5$
„ 45 karastatud	300—400	$75 \cdot 10^4$	$18 \cdot 10^5$
„ 55Л	217	$45 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^5$
„ 55Л karastatud	300—400	$75 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^5$
„ 50Г2	241	$55 \cdot 10^4$	$13 \cdot 10^5$
„ 50Г2 karastatud	300—400	$85 \cdot 10^4$	$22 \cdot 10^5$
„ 65Г	269	$6 \cdot 10^5$	$14 \cdot 10^5$
„ 65Г karastatud	300—400	$85 \cdot 10^4$	$22 \cdot 10^5$
„ 33ХГС-Л	202	$5 \cdot 10^5$	$12 \cdot 10^5$
„ 33ХГС-Л karastatud	300—400	$8 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
„ mark IV	241	$55 \cdot 10^4$	$13 \cdot 10^5$
Pöidadele	300—400	$85 \cdot 10^4$	$22 \cdot 10^5$

b) tasapinnalise roopa ja silindrilise malmist ratta korral

$$\sigma_c = 400 \sqrt{\frac{2Q_{max} C_1 C_2}{D_k b_0}} \leqslant [\sigma]_c; \qquad (58)$$

c) kumera roopa ja koonilise terasest ratta korral

$$\sigma_c = 4000 \sqrt[3]{Q_{max} C_1 C_2 \left(\frac{2}{D_{cp}} + \frac{1}{R}\right)^2} \leqslant [\sigma]_c; \qquad (59)$$

d) kumera roopa ja koonilise malmist ratta korral

$$\sigma_c = 2500 \sqrt[3]{Q_{max} C_1 C_2 \left(\frac{2}{D_{cp}} + \frac{1}{R}\right)^2} \qquad (60)$$

Kus R on roopa kumerusraadius cm;
$[\sigma]_c$ — lubatav kontaktsurvepinge (tabel 21).

Arvutusnäide. Valida ja kontrollida kraanavankri rattad, kui $Q' = 15300$ kg, $G_1 = 6000$ kg, $v_s = 50$ m/min $= 0{,}833$ m/s, rataste arv on $K = 4$, rataste materjal — teras 55Л pinnakõvadusega 300 H_B ja $ПВ = 25\%$.

Ühele rattale langev koormus

$$Q_{max} = \frac{10(Q' + G_1)}{K} = \frac{10(15300 + 6000)}{4} = 53250 \text{ N}.$$

Tabelist lisas 19 valime kraanavankrite silindrilise ratta tasapinnalisel roopal; $D_k = 350$ mm, $b = 50$ mm, $r = 5$ mm, ratta surve 10 t.

Tingimusliku kontaktsurve kontroll, kui $C_1 = 1{,}2$; $b_0 = b_r - 2r = 50 - 10 = 40$ mm $= 0{,}4$ m.

$$C_2 = 1 + 0{,}02v_s = 1 + 0{,}02 \cdot 0{,}833 = 1{,}017;$$

$$q = \frac{Q_{max} C_1 C_2}{D_k b_0} = \frac{53250 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}017}{0{,}35 \cdot 0{,}04} \approx 46{,}4 \cdot 10^5 < [q] = 50 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Kontaktpinge kontroll:

$$\sigma_c = 600 \sqrt{\frac{2Q_{max} C_1 C_2}{D_k b_0}} = 600 \sqrt{\frac{2 \cdot 5325 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}017}{35 \cdot 4}} =$$

$= 5760$ baari, mis on väiksem kui $[\sigma]_c = 7500$ baari.

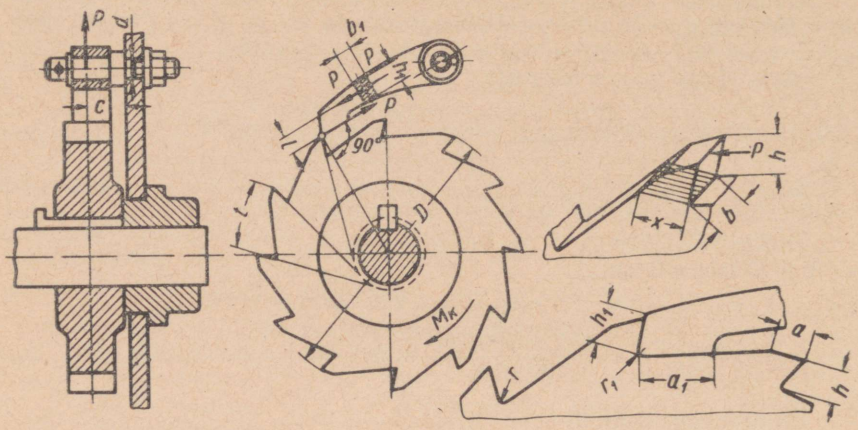
KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. Käsiajami konstruktiivsed variandid ja nende rakendusala.
2. Teostada käsiajamiga tõstemehhanismi arvutus
a) ilma hammasülekandeta,
b) ühe või kahe hammasülekandega ja võrrelda saadud tulemusi.
3. Valida tõstemehhanismi mootor ja reduktor mitmesugustel töörežiimidel.
4. Valida sõidumehhanismi mootor ja reduktor mitmesugustel töörežiimidel.
5. Nimetada kraana roobaste tüübid ja kirjeldada nende kinnitust kraana tala külge.
6. Kirjeldada kraana sõiduratastе konstruktsioone ja raami külge kinnitamise viise.

§ 3. TÕKESTID JA PIDURID

Seadmeid, mis võimaldavad hoida lasti vajalikus kõrguses piduri kaasabita, nimetatakse tõkestiteks. Tõkestid on ühesuunalise tööviisiga, tõkestades tõstemehhanismi võllide pöörlemist ainult lasti langetamise suunas. Lasti langetamine võib toimuda alles pärast tõkesti lahtilülitamist, seejuures tõkesti ei muuda lasti langetamise kiirust. Konstruktsioonilt ja tööprintsiibilt liigitatakse tõkestid hammas-, rull- ja hõõrdtõkestiteks.

Erinevalt tõkestitest võimaldavad pidurid võllide vaba pöörlemist mõlemas suunas, hoiavad lasti määratud kõrgusel, võimaldavad reguleerida lasti langetamise kiirust ja pidurdavad tõste- või sõidumehhanismi.



Joon. 31. Hammastõkesti arvutusskeem.

Hammastõkestid on ette nähtud lasti hoidmiseks määratud kõrgusel. Konstruktsioonilt võivad hammastõkestid olla välis-, sise- või lauphammastega. Talides, vintsides ja teistes tõstemehhanismides on kõige enam levinud välishambumisega hammastõkestid. Hammastõkesti ehitus ja töötamise printsiip on lihtne (joon. 31). Tõkesti hammasratta pöörlemisel lasti tõstmise suunas libiseb tõkestilink vabalt hammastel; vastupidisel pöörlemisel toetub tõkestilink hammasratta hambale ja hoiab koos sellega lasti paigal. Hammastõkesti on soovitav asetada mehhanismi kiiremale võllile, kus väändemoment on kõige väiksem. Tõkestilink kinnitatakse liigendi kaudu raamile ja surutakse vastu tõkestiratta hambaid lehtvedru abil.

Hammastõkesti projekteerimisel on vajalik määrata tõkestiratta, -lingi ja selle telje mõõtmed.

Tõkestiratta hammas on koormatud ringjõuga

$$P = \frac{2M_k}{D} \text{ N}, \qquad (61)$$

kus M_k on tõkestiratta võllile mõjuv väändemoment Nm;
D — tõkestiratta välisläbimõõt m, mis määratakse valemiga $D = zm$;
siin z on tõkestiratta hammaste arv, mis võetakse $z = 6 \div 8$ tungraudadel, hoobadel ja talidel;
$z = 12 \div 20$ iseseisvatel hammastõkestitel;
$z = 16 \div 25$ ja enam tõkestiga varustatud piduri puhul, nagu näiteks vintsidel;
m — tõkestiratta hamba moodul m.

Tõkestiratta hammas töötab tõkestiratta ringjõu mõjul paindele. Mõjuva paindemomendi suurus on

$$M_p = Ph \text{ Nm},$$

kus $h = m$ on hamba kõrgus m.

Asendades suurused P ja h, saame

$$M_p = \frac{2M_k}{zm} m = \frac{2M_k}{z} \text{ Nm}.$$

Hamba vastupidavusmoment ohtlikus lõikes on

$$W_p = \frac{bx^2}{6} \text{ m}^3.$$

Tavaliselt $b = \psi m$ m ja $x = 1{,}5m$ m, kus ψ on hamba laiuse tegur (tabel 22).

Tabel 22

ψ, $[q]$ ja $[\sigma]_p$ suurused

Tõkestiratta materjal	ψ	$[q]$ N/m	$[\sigma]_p$ N/m²
Malm СЧ 12-28 GOST 1412-54	1,5—6	$15 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^7$
„ СЧ 15-32			
Teras 35 ЛП GOST 977-58	1,5—4	$3 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^7$
„ 45 ЛП			
„ Ст. 3 GOST 380-60	1—2	$35 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^7$
„ 45 GOST 1050-60	1—2	$4 \cdot 10^5$	$12 \cdot 10^7$

Asendades b ja x, saame:

$$W_p = \frac{\psi_m \cdot 2{,}25 \cdot m^2}{6} = 0{,}375\psi m^3 \text{ m}^3. \quad (63)$$

Paindepinge

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{2M_k}{0{,}375\psi m^3 z} = \frac{5{,}34M_k}{\psi m^3 z} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2 \quad (64)$$

Mooduli suurus

$$m = 1{,}75 \sqrt[3]{\frac{M_k}{z\psi[\sigma]_p}} \text{ m}, \quad (65)$$

kus $[\sigma]_p$ on lubatav paindepinge tabelist 22.

Hamba laiust kontrollitakse joonkontakti jõule

$$q = \frac{P}{b} \leqslant [q] \text{ N/m},$$

kus $[q]$ on lubatav joonkoormus tabelist 22.

Tõkesti link kontrollitakse painde ja surve koosmõjule juhul, kui link toetub hamba ülemisele servale. Link valmistatakse terasest.

Lingi laius

$$b_2 = b + (2 \div 4) \text{ mm}.$$

Paindepinge lingi ristlõikes

$$M_p = Pl \text{ Nm}; \quad W_p = \frac{b_1 h_1}{6} \text{ m}^3; \quad \sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{6Pl}{b_1 h_1} \text{ N/m}^2, \qquad (68)$$

kus b_1 ja h_1 on lingi ohtliku lõike laius ja kõrgus m;

l — lingi serva ja ohtliku lõike raskuskeskme vahekaugus m.

Survepinge

$$\sigma_s = \frac{P}{b_1 h_1} \text{ N/m}^2. \qquad (69)$$

Ohtlikus lõikes esinev liitpinge

$$\sigma_0 = \sigma_p + \sigma_s = \frac{6Pl}{b_1 h_1} + \frac{P}{b_1 h_1} = \frac{P}{b_1 h_1}\left(\frac{6l}{h_1} + 1\right) \leqslant [\sigma]_p \qquad (70)$$

Eelistatakse väikese kõverusega linke, kuna lingi põrkamisel hamba vastu suureneb paindemoment ja paindepinge on ohtlikum kui survepinge.

Lingi telg arvutatakse paindele

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{Pc}{0{,}1d} = [\sigma]_p \text{ N/m}^2,$$

millest

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pc}{0{,}1[\sigma]_p}} \text{ m}, \qquad (71)$$

kus $[\sigma]_p = 500 \cdot 10^5$ N/m² terasele mark 35 ja 45.

Tõkestiratta hammaste ja lingi lõpposa (joon. 31) mõõtmed on toodud tabelis 23.

Arvutusnäide. Määrata elektrilise vintsi lintpiduri hammastõkesti mõõtmed, kui $Q = 1000$ kg, $D_{tr} = 0{,}25$ m, $z = 30$, $[\sigma]_p = 800 \cdot 10^5$ N/m², $\psi = 2$, $[q] = 300 \cdot 10^3$ N/m.

Lastimoment trumli võllil, kuhu on kinnitatud ka hammastõkesti:

$$M_k = \frac{10QD_{tr}}{2} = \frac{10 \cdot 1000 \cdot 0{,}25}{2} = 1250 \text{ Nm}.$$

Tõkestiratta moodul

$$m = 1{,}75\sqrt[3]{\frac{M_k}{z\psi[\sigma]_p}} = 1{,}75\sqrt[3]{\frac{1250}{30 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 10^5}} = 0{,}011 \text{ m} =$$

$= 11$ mm; tabelist 23 saame, et $m = 12$ mm.

Tabel 23

Tõkestiratta hammaste ja lingi lõpposa mõõtmed

	m mm	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
Tõkestiratas	z	6 kuni 30 incl.											
	t	18,85	25,13	31,42	37,70	43,98	50,27	56,55	62,83	69,12	74,40	81,68	94,25
	a	6	8	10	12	14	16	20	20	22	24	26	30
	h	4,5	6	7,5	9	10,5	12	15	15	16,5	18	19,5	22,5
	r	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Link	h_1	6	8	10	12	14	14	16	18	20	20	22	25
	a_1	4	4	6	6	8	8	12	12	14	14	14	16
	r_1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Tõkestiratta mõõtmed on:
$D = zm = 30 \cdot 12 = 360$ mm; $h = m = 12$ mm;
$b = \psi m = 2 \cdot 12 = 24$ mm;
$a = 1{,}5m = 1{,}5 \cdot 12 = 18$ mm.
Tõkestirattale mõjuv ringjõud

$$P = \frac{2M_k}{D} = \frac{2 \cdot 1250}{0{,}36} = 6950 \text{ N}.$$

Hamba laiuse kontroll joonkontaktile

$$q = \frac{P}{b} = \frac{6950}{0{,}024} = 290 \cdot 10^3 < [q] = 300 \cdot 10^3 \text{ N/m}.$$

Lingi pea laius

$$b_2 = b + (2 \div 4) = 24 + 3 = 27 \text{ mm}.$$

Valime lingi ohtliku lõike kõrguseks $h_1 = 0{,}8h = 10$ mm.
Lingi laiuseks võtame $b_1 = 20$ mm.
Ohtliku ristlõike raskuskeskme kaugus $l = 0{,}5h_1 = 0{,}5 \cdot 10 = 5$ mm.
Lingi tugevuse kontroll liitpingele paindest ja survest

$$\sigma_c = \frac{P}{b_1 h_1}\left(\frac{6l}{h_1} + 1\right) = \frac{6950}{0{,}02 \cdot 0{,}01}\left(\frac{6 \cdot 0{,}005}{0{,}01} + 1\right) =$$
$$= 1500 \cdot 10^5 > [\sigma]_p = 500 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Kuna lingi tugevus ei ole küllaldane, valime uueks lähtesuuruseks $m = 18$ mm, siis $D = 30 \cdot 18 = 540$ mm, $h = 16$ mm, $b = 36$ mm, $a = 27$ mm, $b_1 = 32$ mm, $b_2 = 40$ mm, $h_1 = 12$ mm ja $l = 6$ mm.
Kontroll:

$$P = \frac{2M_k}{D} = \frac{2500}{0{,}54} = 4630 \text{ N};$$

$$\sigma_c = \frac{P}{b_1 h_1}\left(\frac{6l}{h_1} + 1\right) = \frac{4630}{0{,}032 \cdot 0{,}012}\left(\frac{6 \cdot 0{,}006}{0{,}012} + 1\right) = 482 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 < [\sigma]_p.$$

Näitest nähtub, kui tugevalt mõjutab summaarset pinget paine, samal ajal kui survepinge

$$\sigma_s = \frac{P}{b_1 h_1} = \frac{4630}{0{,}032 \cdot 0{,}012} = 120 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

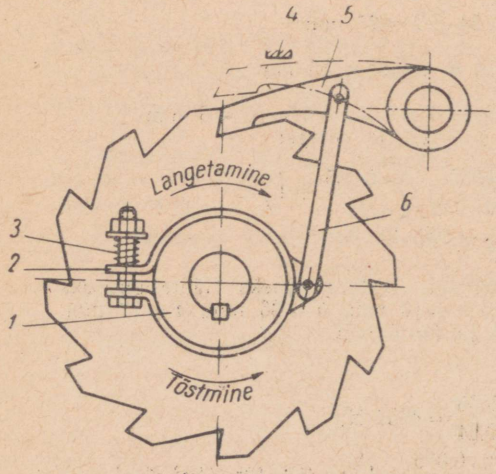
Lingi telje läbimõõt, kui õlg $C = 25$ mm $= 0{,}025$ m:

$$d = \sqrt[3]{\frac{PC}{0{,}1[\sigma]_p}} = \sqrt[3]{\frac{4630 \cdot 0{,}025}{0{,}1 \cdot 450 \cdot 10^5}} = 0{,}03 \text{ m} = 30 \text{ mm}.$$

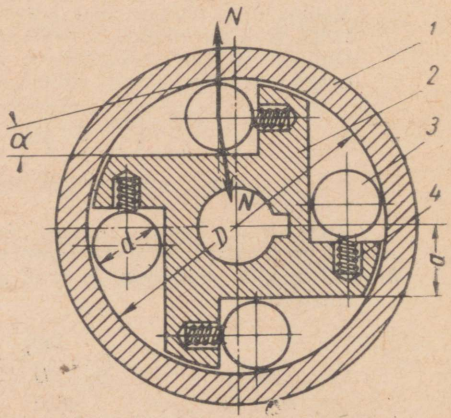
Valime $d = 30$ mm.

Hammastõkesti puuduseks tuleb lugeda löökkoormust lingi ja hamba vahel lasti seiskamisel, eriti aga juhul, kui lingi serv langeb kokku hamba servaga ja tõkestiratas pöördub tagasi lasti langemise suunas peaaegu hamba sammu võrra.

Hammastõkestite suureks puuduseks tuleb lugeda ka lingi libisemist hammastel. Tähendatud puuduse kõrvaldamiseks kasutatakse automaatselt käitatavaid linke, mille üks variantidest on toodud joonisel 32. Tõkestiratta rummule asetatakse lõhestatud elastne rõngas *2*, mille survet rummule reguleeritakse vedruga *3*. Rõngas *2* ühendatakse lingiga *5* hoova *6* abil. Lasti tõstmisel püüab rõngas *2* hõõrdejõu toimel pöörduda rummu pöörlemise suunas ja koos sellega lükkab lingi tõkestirattast eemale kuni käigupiirajani *4*. Tõkestiratta vastupidisel pöörlemisel pöördub ka rõngas *2* samas suunas ja viib lingi tõkestirattaga hambumisse.



Joon. 32. Lingi avamis-sulgemismehhanism.



Joon. 33. Rulltõkesti.

Rulltõkestid (joon. 33), erinevalt hammastõkestitest, töötavad vaikselt ja lasti seiskamisel löögivabalt ning ei tekita võllile paindekoormust. Rulltõkesti koosneb liikumatult kinnitatud kerest *1*, mille sisse on asetatud võlliga liidetud rumm *2*. Rummu vastavalt kujundatud väljalõigetesse on paigutatud rullid *3* ja pesadesse vedrud *4*, mis suruvad rullid silindrilise sisepinna ja rummu väljalõikepinna vahele. Võlli pöörlemisel lasti tõstmise suunas (joonisel 33 vastu kellaosuti liikumise suunda) rullid ei takista rummu pöörlemist, sest nende võimalik liikumise suund on koonilise pesa laiema osa poole. Võlli vastupidisel pöörlemisel liiguvad rullid hõõrdejõudude ja vedrujõu toimel koonilise pesa aheneva osa poole, kiiluvad pesasse kinni ja koos sellega tõkestavad rummu liikumist, kindlustades ühtlasi lasti seiskamise.

Rulltõkesti lihtsustatud arvutuskäik on järgmine.

Määratakse rulli normaalkoormus

$$N = \frac{2M_k}{Dfz}\ \text{m}; \quad D \approx 1{,}65\sqrt[3]{\frac{M_k}{z}}\ \text{m}, \tag{72}$$

kus M_k on võlli väändemoment Nm;
D — tõkesti kere sisemine läbimõõt Nm;
f — hõõrdetegur, antud juhul $f = 0{,}06$;
z — rullide arv, tavaliselt $z = 3 \div 6$.

Määratakse rulli töötav pikkus

$$l = \frac{N}{[q]} = \frac{2M_k}{Dfz[q]}\ \text{m}, \tag{73}$$

kus $[q] = 450 \cdot 10^5$ N/m — lubatav joonsurve.

Rulli läbimõõt leitakse seosest

$$l = (1 \div 2)d \quad \text{ja} \quad d = (0{,}5 \div 1{,}0)l. \tag{74}$$

Rulli kiilumisnurk rummu ja kere sisepinna vahel määratakse valemiga

$$\cos\alpha = \frac{2a + d}{D - d},$$

kus a on võlli telje ja rummu baasipinna vaheline kaugus, mis määratakse seosega $a = \frac{D}{2} - d - (1 \div 2)$ mm,

kus $(1 \div 2)$ mm on kere sisepinna ja rulli vaheline pilu. α on tavaliselt $4 \div 8°$. Asendades suuruse a, saame

$$\cos\alpha = \frac{2\left[\frac{D}{2} - d - (1 \div 2)\right] + d}{D - d} = \frac{D - d - (2 \div 4)}{D - d}. \tag{75}$$

Nurka α ja hõõrdetegurit f seob võrratus

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} < f.$$

Kontrollitakse kere ja rulli vahelist kontaktpinget.
Kerel

$$\sigma_{sk} = 0{,}59 \sqrt{\frac{N}{1} E \frac{D-d}{D \cdot d}} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2, \quad (76)$$

rullil

$$\sigma_{sr} = 0{,}59 \sqrt{\frac{N}{1} E \frac{1}{D}} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2, \quad (77)$$

kus E on arvutatava detaili materjali elastsusmoodul; kere ja rumm valmistatakse terasest 15X ja 20X, rullid terasest 40X ja töödeldakse termiliselt;
$[\sigma]_s = 20 \cdot 10^8$ N/m² — lubatav kontaktpinge.

Rulltõkesti valik (tabel 24) toimub valemiga

$$N_{lub} = \frac{100 \cdot N_{100}}{n \cdot k} \text{ W}, \quad (78)$$

kus N_{lub} on rulltõkestile lubatav võimsus W:
N_{100} — ülekantav võimsus W, kui $n = 100$ p/min;
n — võlli tegelik pöörete arv minutis;
k — varutegur, $k = 1{,}5$—2.

Tabel 24

Rulltõkestite põhimõõtmed

N_{100} W	D mm	d mm	l mm	z	$\alpha°$
184	102	12,7	19,0	4	7
368	127	15,9	23,8	4	7
736	152	19,0	29,4	4	7
1104	178	22,2	33,3	4	7
1472	203	25,4	38,1	4	7

Pakkpidurid

Ohutuse eeskirjade [6] kohaselt peab kõigil tõste- ja transpordimasinatel olema piduriseade. Piduri abil on võimalik mehhanismide peatamine, lasti hoidmine vajalikus kõrguses ja lasti langetamise kiiruse reguleerimine.

Otstarbe järgi liigitatakse pidurid seiskamise ja langemise piduriteks. Esimesel juhul on piduri ülesandeks mehhanismi pidurdamine lasti seiskamise eesmärgil, teisel juhul aga lasti langetamise kiiruse piiramine. Konstruktsioonilt jaotatakse pidurid pakk-, lint-, koonilisteks, ketas- jt. piduriteks. Tööprintsiibilt jagunevad pidurid automaatseteks ja juhitavateks, pidurielementide vastastikuse toime seisukohalt — kinnisteks ja lahtisteks. Peale selle jagatakse pidurid pidurimagneti käigupikkuse järgi pika- ja lühikäigulisteks.

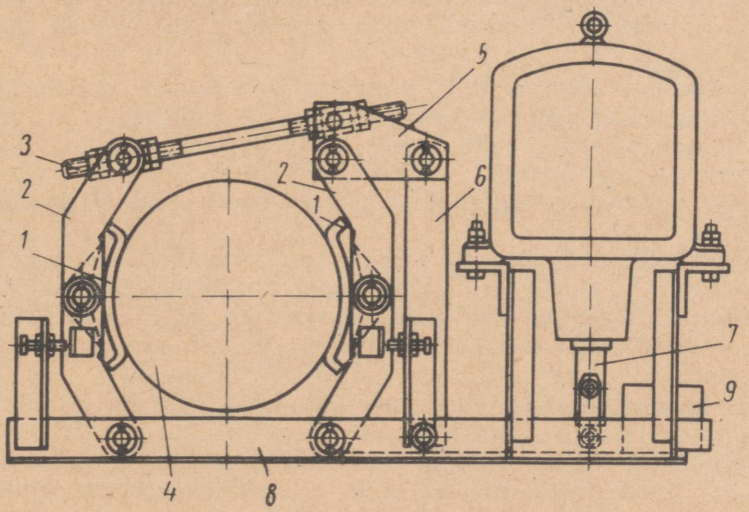
Pidurit on soovitav monteerida väiksema väändemomendiga võllile.

Kõik piduriseadmed peavad kindlustama vajalikku, mehhanismi töötingimustele vastavat pidurdusmomenti, sujuvat pidurdamist ja kiiret avamist, olema lihtsa konstruktsioonilise lahendusega ja detailide minimaalsete mõõtmete juures küllaldase tugevusega, võimaldama kiiret, täpset ja püsivat reguleerimist ja detailide vahetamist, olema küllaldase jahutatavusega pidurdamisel hõõrdepaaride vahel kõrgete temperatuuride tekkimise vältimiseks.

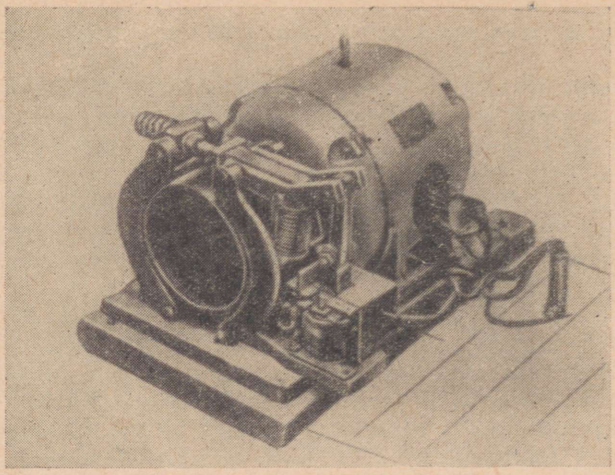
Kõige lihtsamaks piduriks on lahtine ühepakuline pidur (joon. 38). Piduritrummel *4* on võlliga jäigalt ühendatud. Välisjõuga piduritrumlile surutav pakk *1* on trumlipoolselt küljelt kaetud frikatsioonmaterjaliga *2* ja kinnitatud hoova *3* külge, mille üks ots on liigendi kaudu kinnitatud raami külge. Paku ja piduritrumli vahel tekitatakse hõõrdejõud välisjõu *K* abil.

Ühe pakuga pidur on konstruktsioonilt äärmiselt lihtne, väikeste gabariitidega ja kasutatakse kerge tööreżiimiga, väikeste väändemomentidega koormatud käsiajamiga tõstemehhanismides. Selle piduri suurimaks puuduseks on võllil tekkiv paindekoormus ja trumli pöörlemissuunast olenev pidurdusmoment.

Tõste-transportmasinates kasutatakse peamiselt kinnisi kahe pakuga pidureid (joon. 34). Pakud *1* on kinnitatud liigendite abil kahe vertikaalse hoova *2* külge. Horisontaalse hoova *8* külge kinnitatakse vastukaal *9*, elektromagneti ankur *7* ja vertikaalne hoob *6*. Kolmnurkne liigend *5* ühendatakse hoobadega *2* ja *6* ja



Joon. 34. Vastukaaluga ja pikakäigulise elektromagnetiga kahe pakuga pidur.



Joon. 35. Vedruga ja lühikäiguga elektromagnetiga kahe pakuga pidur.

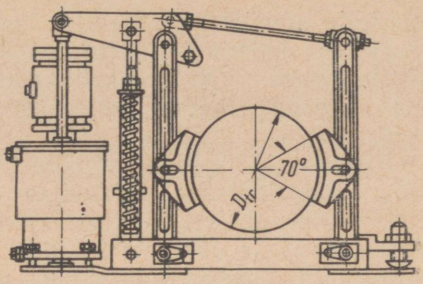
reguleeritava pikkusega vardaga *3*, mis teise otsaga on ühenduses vasakpoolse vertikaalse hoovaga. Väljalülitatud elektromagneti korral mõjub välisjõuna vastukaal *9*, mis horisontaalse hoova *8* ja vertikaalse hoova *6* abil pöörab kolmnurkset liigendit kellaosuti liikumise suunas. Koos sellega surutakse hoobade *2* kaudu pakud vastu piduritrumlit. Sisselülitatud elektromagneti puhul tõstab ankur hoova *8* üles, kolmnurkne liigend pööratakse vastu kellaosuti liikumise suunda ja pakud eemalduvad piduritrumlist.

Elektriliste sildkraanade pidurites kasutatakse pikakäigulisi pidurimagneteid КМП ja КМТ (П — alalisvoolu- ja Т — vahelduvvoolumagneteid), lühikäigulisi pidurimagneteid МП, aga ka ühefaasilisi pidurimagneteid МО-А ja МО-Б.

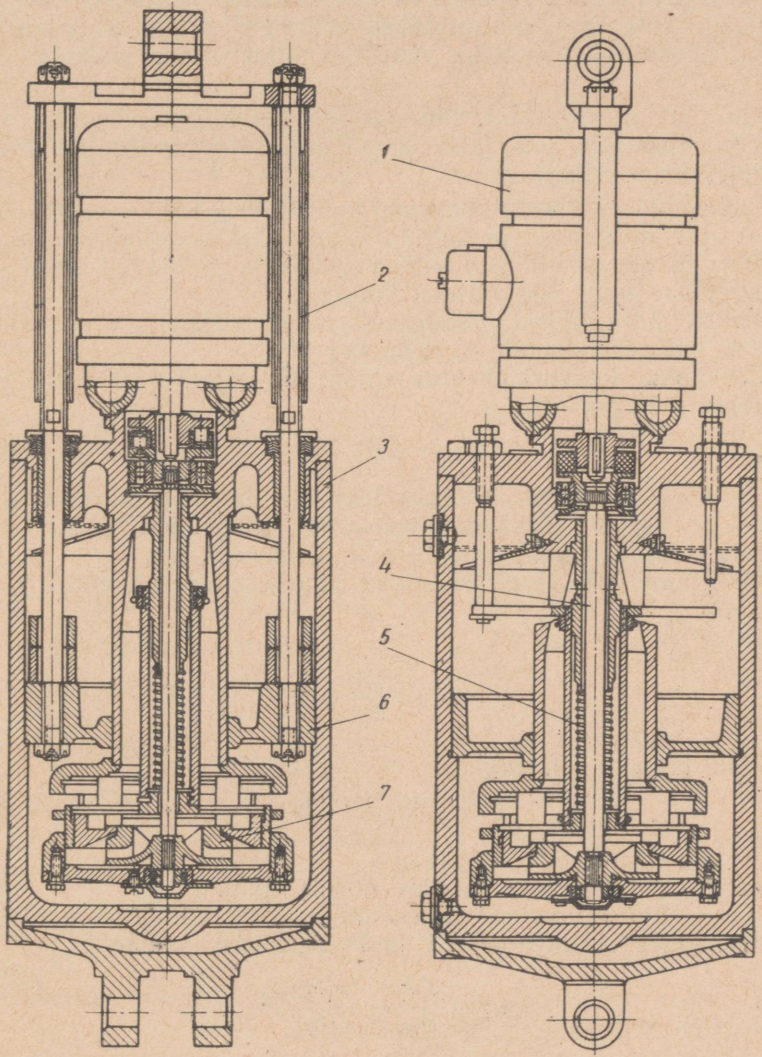
Pidurimagnetite tehniline karakteristika on toodud lisa 23—26 tabelites.

Piduri käitamisel vastukaaluga on puudusi, millest põhilisemad on järsk pidurdamine (löök), suur hoobade ja liigendite arv. Liigendite kulumine põhjustab hoovastiku tühikäigu suurenemist, muudab pakkude survet trumlile, suurendab piduri töölehakkamise aega ja raskendab piduri reguleerimist.

Tänapäeval on levinud piduri käitamine vedruga (joon. 35), mis märgatavalt vähendab ülalmainitud puudusi. Vedru rakendamine ei ole aga võimalik suurema võimsusega piduritel — piduritrumli läbimõõt üle 300 mm — sest selle juures suureneb tunduvalt elektromagneti võimsus ja koos sellega gabariidid. Lühikäigulisi vahelduvvoolu pidurimagneteid ei ole võimalik



Joon. 36. Elektrohüdraulilise tõukuriga kahe pakuga pidur.



Joon. 37. Elektrohüdrauliline tõukur,

kasutada suurtel pidurdamise sagedustel (üle 300 tunnis), pikakäigulised solenoid-pidurimagnetid nõuavad sagedast ja täpset reguleerimist. Otstarbekohasemaks tuleb pidurimagneti asemel lugeda piduri käitamist elektrohüdraulilise tõukuriga (joon. 36).

Elektrohüdrauliline tõukur käitatakse elektrimootoriga ja selle toime antakse pakkudele edasi hoobade süsteemi kaudu. Elektrohüdraulilisel tõukuril (joon. 37) on silinder *3*, mille sees liigub liikuvate varrastе *2* külge kinnitatud kolb *6*. Kolvi alla on paigutatud tsentrifugaalpump, mille tiivik käitatakse võlli *4* kaudu elektrimootori *1* poolt. Pumba abil õlis tekitatud rõhu abil surutakse kolb üles, pingutatakse vedrud *5* ja liikuvate varrastega *2* ühendatud hoovastik vabastab pidurisilindri pakkude survest.

Kui mootor välja lülitada, langeb kolvialune vedeliku rõhk ja kolb vajub alla oma raskuse ja pingestatud vedru jõu toimel, sulgedes koos sellega piduri.

Elektrohüdraulilised tõukurid kindlustavad piduri sujuva, aga samal ajal kiire sisse- ja väljalülitamise, tekitavad püsiva pidurdusjõu pakkude ja pidurisilindri vahel ja võimaldavad suuri lülitussagedusi (kuni 600 lülitust tunnis).

Elektrohüdraulilised tõukurid monteeritakse vertikaalselt, lubatav kalle ei tohi olla suurem kui 10°.

Ühe pakuga piduri arvutus (joon. 38) algab vajaliku pidurimomendi määramisega:

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}, \tag{79}$$

kus k_t — piduri varutegur, ohutuseeskirjade [6] järgi on $k_t = 1{,}5$ kergel, 1,75 keskmisel ja 2,0 raskel töörežiimil;

M_k — pidurit kandva võlli väändemoment Nm.

Pidurimomendi järgi valitakse piduritrumli läbimõõt D_{tr} ja laius B_{tr}.

Piduritrumli ringjõud

$$P_t = \frac{2M_t}{D_{tr}} \text{ N}.$$

Pidurdamise põhitingimus

$$F = Nf \geqslant P_t \text{ N}, \tag{80}$$

kus F on hõõrdejõud N;

N — piduripakkude mõjuv normaaljõud N;

f — piduripaku ja piduritrumli vaheline hõõrdetegur.

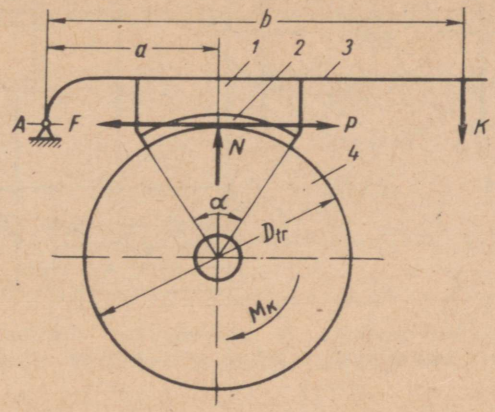
Asendades valemis (80) F ja P_t suurused, saame

$$Nf \geqslant \frac{2M_t}{D_{tr}} = \frac{2k_t M_k}{D_{tr}} \text{ N}.$$

Vajalik normaaljõud on:

$$N = \frac{2K_t M_k}{D_t f} \text{ N}. \tag{81}$$

Hoova otsale rakendatud käitamisjõud K määratakse momentide tasakaalutingimusest punkti A suhtes (joon. 38):



Joon. 38. Ühe pakuga piduri arvutusskeem.

$$M_A = 0;\ Kb - Na = 0;\ K = \frac{Na}{b} = \frac{2K_t M_k a}{D_t f b} \text{ N}, \tag{82}$$

kus a ja b on hoova valitud mõõtmed.

Paku töötav pind kontrollitakse pindsurvele

$$q = \frac{N}{F_p} \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Paku töötava pinna suurus on

$$F_p = \frac{\pi D_{tr}}{360} B_{tr} \alpha \text{ m}^2, \tag{83}$$

kus α on paku haardenurk; $\alpha = 60 - 120°$.

Pindsurve

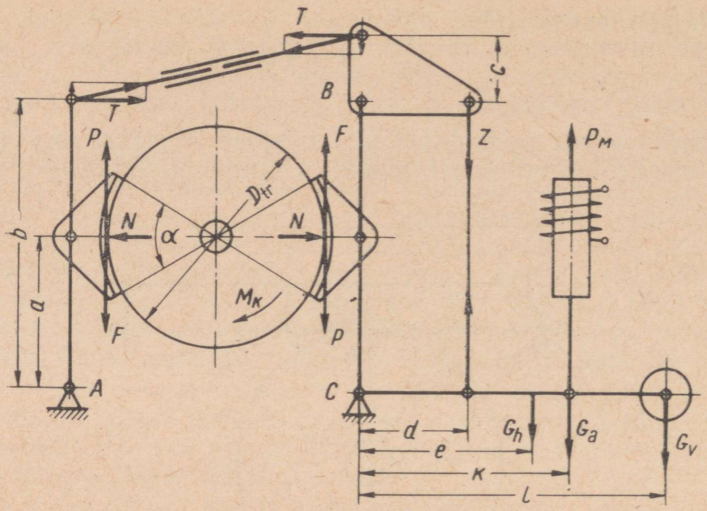
$$q = \frac{2K_t M_k \cdot 360}{D_{tr} f \pi D_{tr} B_{tr} \alpha} = \frac{720 K_t M_k}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} \alpha} \leqslant [q] \text{ N/m}^2. \tag{84}$$

kus $[q]$ on lubatav pindsurve N/m² (tabel 25).

Pikakäigulise elektromagnetiga kahe pakuga piduri arvutus (joon. 39).

Määrame pidurimomendi:

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}.$$



Joon. 39. Vastukaaluga ja pikakäigulise elektromagnetiga kahe pakuga piduri arvutusskeem.

Tabel 25

Hõõrdepaaride hõõrdetegurid ja lubatav pindsurve

Hõõrdepaarid	f		$[q]$ N/m²	
	Kuivad pinnad	Õlitatud pinnad	Seiskamise pidurid	Langetamise pidurid
Malm—malm	0,15	0,06	$20 \cdot 10^5$	$15 \cdot 10^5$
Teras—malm	0,15	0,06	$20 \cdot 10^5$	$15 \cdot 10^5$
Asbestpidurilint tüüp А — malm, teras	0,37	0,16	$4 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Asbestpidurilint tüüp Б — malm, teras	0,35	0,16	$4 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Valtsitud lint—malm, teras	0,42	0,12	$4 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Puit—malm	0,30	—	$4 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
Puit—teras	0,25	—	—	—
Nahk—malm, teras	0,20	—	—	—
Pronks—malm	0,17	—	—	—
Pronks—teras	0,16	—	—	—
Pronks—proks	0,18	—	—	—
Teras—tekstoliit	0,15	—	—	—
Teras—fiiber	0,17	—	—	—
Teras—teras	0,15—0,18	0,06	$4 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Malm—teras	0,16—0,20	0,06	—	—
Getinaks ФК-24А—malm ЧНМХ	0,28—0,32	—	$(10—12)\,10^5$	—

Pidurimomendi järgi, kasutades tabelit lisas 27, valime vastavate mõõtmetega piduritrumli ja hoovastiku, elektromagneti ja vajaliku massiga vastukaalu.

Tabelist lisas 24 valime vastava karakteristikuga elektromagneti КМТ või tabelist lisas 26 elektromagneti КМП.

Järgnevalt kontrollime valitud piduri vastukaalu vastavalt määratud pidurimomendile.

Pidurdamise põhitingimusest määrame piduripaku normaaljõu

$$F \geqslant P \text{ N}; \quad F = 2Nf \text{ N}; \quad P = \frac{2M_t}{D_{tr}} \text{ N};$$

$$2Nf \geqslant \frac{2M_t}{D_{tr}} \text{ N}; \quad N = \frac{M_t}{D_{tr}f} \text{ N}. \tag{85}$$

Normaaljõud N tekib jõu T horisontaalkomponendi toimel

$$\sum M_a = 0; \quad Tb = Na \text{ Nm}; \quad T = \frac{Na}{b} = \frac{M_t a}{D_{tc} f b} \text{ N}.$$

Jõud T tekib vertikaalhoovale mõjuva jõu Z reaktsiooni toimel

$$\sum M_b = 0; \quad Tc = Zd \text{ Nm}; \quad Z = \frac{T_c}{d} = \frac{M_t ac}{D_{tr} f b d} \text{ N} \tag{86}$$

Jõu Z reaktsioon tekib vastukaalu, horisontaalse hoova ja elektromagneti ankru masside G_v, G_n ja G_a koosmõjul.

Vastukaalu vajalik mass, arvestades kadusid liigendites, määratakse valemiga

$$\sum M_c = 0; \quad Zd = 10(G_v l + G_a k + G_h e) \text{ Nm},$$

millest

$$G_v = \frac{1}{l}\left(Zd\,\frac{1}{10} - G_a k - G_h e\right) \text{ kg}; \tag{87}$$

ehk

$$G_v = \frac{1}{l}\left(\frac{M_t ac}{D_{tr} f b \eta \cdot 10} - G_a k - G_h e\right) \text{ kg},$$

kus η on hoobade süsteemi kasutegur 0,9—0,95.

Tõstemehhanismi piduril on

$$(G_v)_{tab} \geqslant G_h,$$

ja sõidumehhanismi piduril

$$(G_v)_{tab} \leqslant G_v,$$

kus $(G_v)_{tab}$ on tabelis antud vastukaalu suurus.

Kontrollime valitud elektromagneti vastavust. Elektromagneti tõstejõud P_m määratakse tasakaalutingimusest liigendi C suhtes

$$\Sigma M_c = 0;\ P_m k = 10(G_v l + G_a k + G_h e)\ \text{Nm};$$

$$P_m = \frac{10}{k}(G_v l + G_a k + G_h e)\ \text{N}. \qquad (88)$$

Siinjuures peab olema

$$(P_m)_{tab} \geqslant P_m.$$

Elektromagneti ankru käigu pikkust kontrollitakse valemiga

$$h_a = 2{,}2\varepsilon \frac{bK}{ack_1}\ \text{mm}, \qquad (89)$$

kus K_1 on ankru käigu pikkuse kasutamise tegur, $K_1 = 0{,}8—0{,}85$;
ε — paku piduritrumlist eemaldumise maksimaalne kaugus (tabel 26).

Tabel 26

Piduripaku ja piduritrumli vaheline pilu

Piduritrumli läbimõõt mm	100	200	300	400	500	600	700	800
Reguleeritud pilu mm	0,6	0,8	1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5

Pakkpidurite suurimad pilud

Piduritrumli läbimõõt mm	100	120—150	200—250	300—350	400—500	600—1000
Pilu mm	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,5

Piduri normaalseks tööks on vajalik, et

$$(h_a)_{tab} \geqslant h_a.$$

Piduri arvestus lõpetatakse pindsurve kontrolliga piduripaku ja pidurisilindri vahel:

$$N = \frac{M_t}{D_{tr}f}\ \text{N};\quad F_k = \frac{\pi D_{tr}}{360} B_{tr}\alpha\ \text{m}^2; \qquad (90)$$

$$q = \frac{N}{F_k} = \frac{360M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f} \leqslant [q]\ \text{N/m}^2, \qquad (90)$$

kus α on piduripaku soovitatav haardenurk; $\alpha = 60 — 90°$;
$[q]$ — lubatav pindsurve tabelist 25.

Arvutusnäide. Arvutada tõstemehhanismi pikakäigulise elektromagnetiga kahe pakuga pidur, kui valitud elektrimootoril $N = 30$ kW, $n = 574$ p/min, $\Pi B = 25\%$; kasutatakse valtsitud pidurilinti $f = 0{,}42$, paku haardenurk $\alpha = 60°$.

1. Väändemoment

$$M_k = 9750 \frac{N}{n} = 9750 \frac{30}{574} = 510 \text{ Nm}.$$

Pidurimoment

$$M_t = k_t M_k = 1{,}75 \cdot 510 = 893 \text{ Nm}.$$

2. Tabelitest lisas 27 valime piduri nr. 8, mille $D_{tr} \times B_{tr} = 500 \times 120$ mm, pidurimoment $M_t = 950$ Nm, elektromagnet KMT-104, vastukaalu mass 12 kg, piduri ja elektromagneti kogumass 182 kg.

3. Tabelitest lisas 24 saame elektromagneti KMT-104 karakteristika: ankru tõmbejõud $P_a = 700$ N, ankru mass $G_a = 20$ kg, ankru maksimaalne käik $h_a = 50$ mm.

Piduri hoovastiku mõõtmed: $a = 210$ mm, $b = 420$ mm, $C = 85$ mm, $d = 145$ mm, $K = d + P_1 = 295$ mm, $l = d + P_1 + s = 435$ mm, $e = 0{,}5\ l \cong 220$ mm.

4. Vastukaalu kontroll, kui $f = 0{,}42$, $\eta = 0{,}95$, $G_h = 8$ kg:

$$G_w = \frac{1}{l} \frac{M_t ac}{D_{tr} f b \eta \cdot 10} - G_a k - G_h e =$$

$$= \frac{1}{0{,}435} \left(\frac{950 \cdot 0{,}21 \cdot 0{,}085}{0{,}5 \cdot 0{,}42 \cdot 0{,}42 \cdot 0{,}95 \cdot 10} - 20 \cdot 0{,}295 - 8 \cdot 0{,}22 \right) = 29 \text{ kg}.$$

Saime $G_v > (G_v)_{tab}$, seega tuleb vastukaalu massi suurendada kuni 29 kg või asetada vastukaal suuremale kaugusele. Valime vastukaalu $G_v = 29$ kg.

5. Elektromagneti tõstejõu ja käigu pikkuse kontroll:

$$P_a = \frac{10}{K} (G_v l + G_a k + G_h e) = \frac{10}{0{,}295} (29 \cdot 0{,}435 + 20 \cdot 0{,}295 + 8 \cdot 0{,}22) =$$

$$= 690 \text{ N} < (P_a)_{tab};$$

$$h_a = 2{,}2\varepsilon \frac{bk}{ack_1} = 2{,}2 \cdot 2 \cdot \frac{420 \cdot 295}{210 \cdot 85 \cdot 0{,}8} = 46{,}5 \text{ mm} < (h_a)_{tab}.$$

Valitud elektromagnet vastab nõutud tingimustele.

6. Piduripaku pindsurve kontroll:

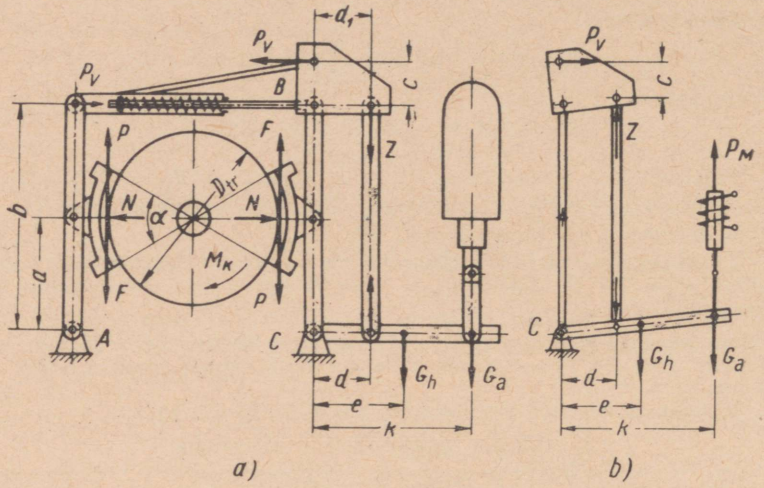
$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr} B_{tr} f \alpha} = \frac{360 \cdot 950}{\pi \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}42 \cdot 60} = 1{,}44 \cdot 10^5 < [q] = 3 \cdot 10 \text{ N/m}.$$

Vastuvedruga pikakäigulise elektromagetiga kahe pakuga piduri arvutus (joon. 40). Pidurimomendi arvutame valemiga

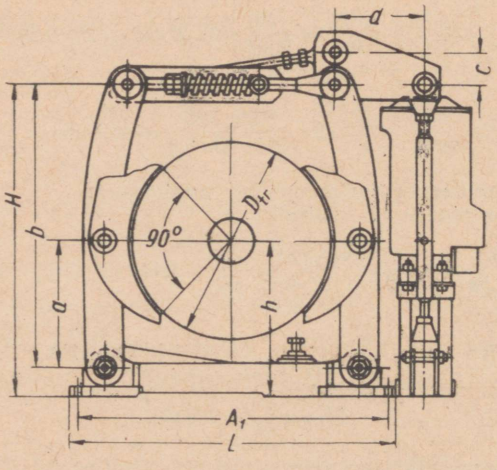
$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}.$$

Pidurimomendi järgi valime piduri tabelist 27 (joon. 41). Paku normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} \text{ N}.$$



Joon. 40. Vedruga ja pika käiguga elektromagnetiga kahe pakuga pidurite arvutusskeemid:
a — kinnisel piduril; *b* — avatud piduril.



Joon. 41. Vedruga ja pika käiguga elektromagnetiga kahe pakuga piduri põhimõõtmed.

Tabel 27

Vastuvedruga pakupidurite tehniline karakteristika ja gabariitmõõtmed.

Trumli läbimõõt mm	Paku laius mm	Piduri-moment Nm	Paku normaal-jõud N	Pindsurve N/m^2	Piduri mass ilma elektri-magnetita kg
400	180	1100	7950	$1{,}4 \cdot 10^5$	132
500	200	2000	12000	$1{,}5 \cdot 10^5$	162,5

mõõtmed mm

A_1	L	H	h	a	b	c	d_1
650	700	778	320	245	585	80	195
760	810	922	400	320	720	80	230

Vajalik vedrujõud, arvestades kadusid hoovastiku liigendeis:

$$\sum M_a = 0;\ Na = P_v b \text{ Nm ehk } P_v = \frac{N_a}{b} = \frac{M_t a}{D_{tr} f b \eta} \text{ N.} \qquad (91)$$

Vertikaalhoova reaktsioon

$$\sum M_B = 0;\ P_v c = Zd \text{ Nm ja } Z = \frac{P_v c}{d} \frac{M_t ac}{D_{tr} f b d \eta} \text{ N} \qquad (92)$$

Pidurimagneti vajalik tõstejõud

$$\sum M_c = 0;\ P_a K = Zd + (G_h e + G_a k)\,10 \text{ Nm;}$$

$$P_a = \frac{1}{K}[Zd + (G_h e + G_a k)\,10] =$$

$$= \frac{1}{K}\left[\frac{M_t ac}{D_{tr} f b \eta} + (G_h e + G_a k)\,10\right] \text{ N} \qquad (93)$$

Elektromagneti ankru käigu pikkus

$$h_a = 2{,}2\varepsilon \frac{bk}{ack_1} \text{ mm.}$$

Suuruste P_a ja h_a järgi valime elektromagneti KMП või KMT. Paku pindsurve

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f a} \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Arvutusnäide. Tõstemehhanismi pikakäigulise elektromagnetiga kahe pakuga piduri arvutus, kui $N = 45$ kW, $n = 577$ p/min, $ПВ = 40\%$; $k_t = 2$, $f = 0{,}35$ (asbestpidurilint), $\alpha = 90°$, vahelduvvool.

1. Pidurimoment

$$M_t = k_t M_k = k_t \cdot 9750 \frac{N}{n} = 2 \cdot 9750 \frac{45}{577} = 1520 \text{ Nm}.$$

2. Tabelist 27 saame piduri karakteristika: $M_t = 2000$ Nm, $D_{tr} \times B_{tr} = 500 \times 200$ mm, $a = 320$ mm, $d_1 = 230$ mm, $b = 720$ mm, $c = 80$ mm, valime $d = 200$ mm, $k = 500$ mm, $e = 0{,}5k = 250$ mm.

3. Normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} = \frac{2000}{0{,}5 \cdot 0{,}32} = 11400 \text{ N}.$$

4. Vedrujõud

$$P_v = \frac{Na}{b} = \frac{11400 \cdot 0{,}32}{0{,}72} = 4800 \text{ N}.$$

5. Jõud vertikaalhoovas

$$Z = \frac{P_v \cdot c}{d_1} = \frac{4800 \cdot 0{,}08}{0{,}23} = 1760 \text{ N}.$$

6. Elektromagneti tõstejõud, kui $G_a = 30$ kg ja $G_h = 10$ kg

$$P_a = \frac{1}{k}[Zd + (G_h e + G_a k)10] =$$

$$= \frac{1}{0{,}5}[1760 \cdot 0{,}2 + (10 \cdot 0{,}25 + 30 \cdot 0{,}5)10] = 1050 \text{ N}.$$

7. Ankru käigu pikkus

$$h_a = 2{,}2\varepsilon \frac{bk}{ack_1} = 2{,}2 \cdot 1{,}5 \cdot \frac{720 \cdot 500}{320 \cdot 80 \cdot 0{,}85} = 55 \text{ min}.$$

8. Tabelist lisas 24 valime elektromagneti KMT-b, mille $P_a = 1150$ N, $h_a = 60$ mm ja $G_a = 33$ kg.

Paku pindsurve kontroll:

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f a} = \frac{360 \cdot 2000}{\pi \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}35 \cdot 90} = 1{,}45 \cdot 10 < [q] = 2 \cdot 10 \text{ N/m}^2.$$

Lühikäigulise pidurimagnetiga MO kahe pakuga vastuvedruga piduri arvutus (joon. 42).

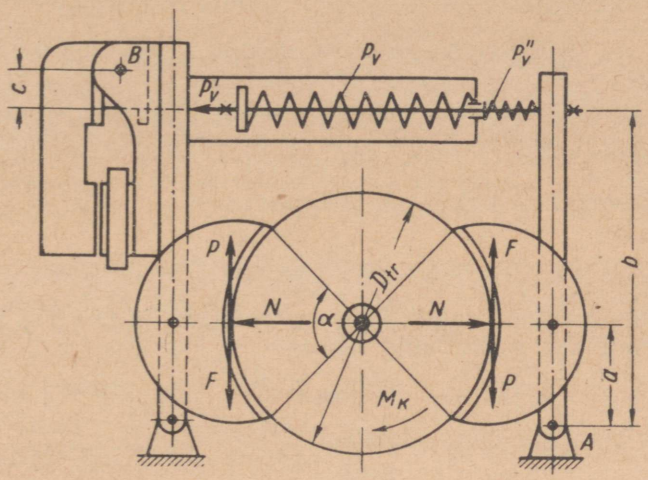
Määrame pidurimomendi valemiga

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}.$$

Vastav pidur valitakse arvutatud pidurimomendi järgi tabelitest lisas 28.

Piduripakule mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} \text{ N}.$$



Joon. 42. Vedruga ja elektromagnetiga MO kahe pakuga piduri arvutusskeem.

Piduri lahtilülitamiseks vajalik jõud horisontaalvardas

$$\sum M_a = 0;\ Na = P_v' b\eta \text{ Nm ja } P_v' = \frac{Na}{b\eta} = \frac{M_t a}{D_{tr} f b\eta} \text{ N} \quad (94)$$

Pidurimagneti MO-Б vastuvedru jõud määratakse, arvestades magneti ankru omakaalust tekitatud momenti

$$\sum M_B = 0;\ P_v c = P_v' c + P_v'' c + M_a \text{ Nm}$$

ja

$$P_v = P_v' + P_v'' + \frac{Ma}{c} \text{ N}, \quad (95)$$

kus P_v'' on abivedru jõud (20 ÷ 80) N, mis on vajalik mittekäitatava hoova külge kinnitatud paku eemaldamiseks.

Vastuvedru ja abivedru jäikused C_v ja C_v'' määratakse valemitega

$$C_v = \frac{P_v}{\Delta_v} \text{N/mm ja } C_v'' = \frac{P_v''}{\Delta v''} \text{ N/mm},$$

kus $\Delta_v = \Delta_v''$ on vedrude läbivajumine mm;

$$\Delta_v = \Delta_v'' = \varepsilon \frac{b}{a} \text{ mm}.$$

Elektromagneti vajalik moment piduri avamiseks

$$\sum M_B = 0; \quad M_a + M_p + P_v''c - P_v c = 0$$

ja

$$M_p = P_v c - P_v'' c - M_a \text{ Nm}, \tag{96}$$

kus $(M_p)_{tab} \geqslant M_p$.

Elektromagneti ankru pöördenurk

$$\beta^\circ = 2k_k \frac{b}{ac} \cdot \frac{180}{\pi}, \tag{97}$$

kus k_k on magneti ankru käigu varutegur, $k_k = 1{,}5 \div 2{,}0$.

Magneti vastavusel peab olema

$$(\beta^\circ)_{tab} \geqslant \beta^\circ.$$

Piduripaku pindsurve kontroll:

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f \alpha} \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Valitud pidurimagneti MO-Б töösuutlikkuse kontroll teostatakse valemiga

$$M_p \beta_{rad} k_1 \geqslant \frac{N\varepsilon}{\eta} \text{ Nm}, \tag{98}$$

milles k_1 on ankru pöördenurga kasutamistegur, $k_1 = 0{,}8$.

Arvutusnäide. Sõidumehhanismi vastuvedruga pidurimagnetiga MO-Б piduri kontrollarvutus, kui $N = 3{,}5$ kW, $n = 910$ p/min, $PB = 40\%$, $k_t = 2$, $f = 0{,}42$.

1. Pidurimoment

$$M_t = k_t M_k = k_t \cdot 9750 \frac{\text{N}}{\text{n}} = 2 \cdot 9750 \cdot \frac{3{,}5}{910} = 75 \text{ Nm}.$$

2. Tabelitest lisas 28 valime piduri TKT-200, mille $M_t = 160$ Nm $PB = 40\%$ juures, $\varepsilon = 0{,}5 - 0{,}8$ mm, ankrumoment $M_a = 3{,}6$ Nm, $h_a = 2{,}5 - 3{,}8$ mm, elektromagnet MO-200Б ja $\beta = 5{,}5^\circ$, $M_p = 40$ Nm. Piduri mõõtmed: $\alpha = 70^\circ$, $D_{tr} \times B_{tr} = 200 \times 90$ mm, $a = 170$ mm, $b = 340$ mm, $c = 40$ mm.

3. Piduripakule mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{M_c}{D_{tr} f} = \frac{160}{0{,}2 \cdot 0{,}42} = 1900 \text{ N}.$$

4. Jõud vardas

$$P_v' = \frac{Na}{b\eta} = \frac{1900 \cdot 0{,}17}{0{,}34 \cdot 0{,}95} = 1000 \text{ N}.$$

5. Jõud vastuvedrus

$$P_v = P_v' + P_v'' + \frac{Ma}{c} = 1000 + 40 + \frac{3{,}6}{0{,}04} = 1130 \text{ N}.$$

6. Vedrude jäikused

$$\Delta_v = \Delta_v'' = \varepsilon \frac{b}{a} = 0{,}6 \cdot \frac{340}{170} = 1{,}2 \text{ mm};$$

$$C_v = \frac{P_v}{\Delta_v} = \frac{1130}{1{,}2} = 942 \text{ N/mm}; \quad C_v'' = \frac{P_v''}{\Delta_v''} = \frac{40}{1{,}2} = 33{,}3 \text{ N/mm}.$$

7. Elektromagneti vajalik moment piduri avamiseks.

$$M_p = P_v c - P_v'' c - M_a = 1130 \cdot 0{,}04 \cdot 40 \cdot 0{,}04 - 3{,}6 = 40 \text{ Nm} = (M_p)_{tab}.$$

8. Elektromagneti ankru pöördenurk, kui $\varepsilon = 0{,}6$ mm

$$\beta = 2k_k \varepsilon \frac{b}{ac} \cdot \frac{180}{\pi} = 2 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}6 \frac{340}{170 \cdot 40} \cdot \frac{180}{\pi} = 5{,}15°.$$

9. Paku pindsurve kontroll:

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f a} = \frac{360 \cdot 160}{\pi \cdot 0{,}22^2 \cdot 0{,}09 \cdot 0{,}42 \cdot 70} = 173 \cdot 10^5 < [q] = 2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

10. Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$M_p \beta_{rad} k_1 = 40 \cdot \frac{5{,}15}{57{,}3} \cdot 0{,}8 = 2{,}88 \text{ Nm};$$

$$\frac{N\varepsilon}{\eta} = \frac{1900 \cdot 0{,}0006}{0{,}9} = 1{,}14;$$

$$M_p \beta_{rad}\ k_1 > \frac{N\varepsilon}{\eta}.$$

Elektromagnetiga MП kahe pakuga vastuvedruga piduri arvutus (joon. 43).

Määrame pidurimomendi valemiga

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}.$$

Vastav pidur ja elektromagnet valitakse arvutatud pidurimomendi järgi tabelitest lisas 29.

Piduripakule mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} \text{ N}.$$

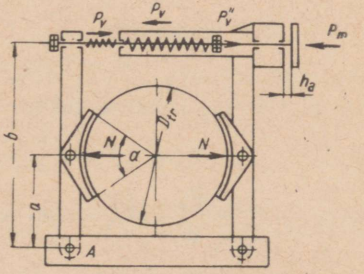
Jõud horisontaalvardas

$$\sum M_a = 0; \quad Na = P_v' b \eta \text{ Nm}$$

$$\text{ja } P_v' = \frac{Na}{b\eta} = \frac{M_t a}{D_{tr} f b \eta} \text{ N}. \qquad (99)$$

Elektromagneti tõmbejõud peab olema suurem või võrdne jõuga horisontaalvardas

$$P_v' \leqslant P_m.$$



Joon. 43. Vedruga ja elektromagnetiga MП kahe pakuga piduri arvutusskeem.

Vastuvedru koormus

$$P_v = P_v' + P_v'' \text{ N}, \tag{100}$$

kus P_v'' on abivedru jõud — $(20 \div 80)$ N.

Vedrude jäikused

$$\Delta_v = \Delta_v'' = \varepsilon \frac{b}{a} \leqslant h_a \text{ mm};$$

$$C_v = \frac{P_v}{\Delta_v} \text{ N/mm ja } C_v'' = \frac{P_v''}{\Delta_v''} \text{ N/mm}.$$

Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a k_1 \geqslant \frac{N\varepsilon}{\eta} \text{ Nm}, \tag{101}$$

kus k_1 on magneti ankru käigu kasutamistegur, $k_1 = 0{,}8 \div 0{,}85$.

Paku pindsurve kontroll:

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f \alpha} = \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Arvutusnäide. Elektromagnetiga MП eelmises näites toodud andmetega piduri arvutus.

1. Pidurimoment

$$M_t = k_t M_k = 2 \cdot 37{,}5 = 75 \text{ Nm}.$$

2. Tabelitest lisas 29 valime piduri ТКП-200, mille $M_t = 130$ Nm, $D_{tr} \times B_{tr} = 200 \times 90$ mm, $\varepsilon = 0{,}5 \div 0{,}8$ mm, $b = 300$ mm, $a = h - 20 = 150$ mm, $h_v' = 2{,}5 \div 3{,}6$ mm, elektromagnet МП = 200, $h_a = 3$ mm, $P_m = 800$ N.

3. Pakule mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} = \frac{130}{0{,}2 \cdot 0{,}42} = 1550 \text{ N}.$$

4. Jõud vardas

$$P_v' = \frac{Na}{b\eta} = \frac{1550 \cdot 0{,}15}{0{,}3 \cdot 0{,}95} = 815 \text{ N} \approx P_m.$$

5. Jõud vastuvedrus

$$P_v = P_v' + P_v'' = 815 + 35 = 850 \text{ N}.$$

6. Vedrude jäikused, kui $\varepsilon = 0{,}8$.

$$\Delta_v = \Delta_v'' = \varepsilon \frac{b}{a} = 0{,}8 \frac{130}{150} = 1{,}6 \text{ mm} < h_a = 3 \text{ mm};$$

$$C_v = \frac{P_v}{\Delta_v} = \frac{850}{1{,}6} = 530 \text{ N/mm}; \quad C_v'' = \frac{P_v''}{\Delta_v''} = \frac{35}{1{,}6} = 22 \text{ N/mm}.$$

7. Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a k_1 = 800 \cdot 0{,}003 \cdot 0{,}85 = 2{,}04 \text{ Nm} > \frac{N\varepsilon}{\eta} = \frac{1550 \cdot 0{,}0008}{0{,}9} = 1{,}38 \text{ Nm}.$$

8. Paku pindsurve kontroll:

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f a} = \frac{360 \cdot 130}{\pi \cdot 0{,}2^2 \cdot 0{,}09 \cdot 0{,}42 \cdot 70} = 1{,}41 \cdot 10^5 < [q] = 2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Elektrohüdraulilise tõukuriga kahe pakuga vastuvedruga piduri arvutus (joon. 44).

Pidurimoment määratakse valemiga

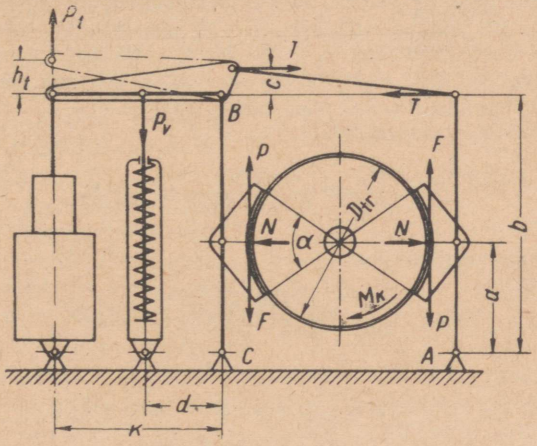
$$M_t = k_t M_k \text{ Nm}.$$

Tabelitest lisas 30 valitakse pidur.

Paku normaaljõud määratakse valemiga

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} \text{ N}.$$

Vástuvedru vajalik jõud suletud piduri korral määratakse vas-



Joon. 44. Vedruga ja elektrohüdraulilise tõukuriga kahe pakuga piduri arvutusskeem.

tavalt hoobade süsteemile ja selle kasutegurile, arvestamata seejuures tõukuri kolvi ja varda massi mõju:

$$\sum M_a = 0;\ Na = Tb \text{ Nm};\ T = \frac{Na}{b} \text{ N};$$

$$\sum M_b = 0;\ Tc = P_v d\eta \text{ Nm};\ P_v = \frac{Tc}{d\eta} = \frac{Nac}{bd\eta} = \frac{M_t ac}{D_{tr} f bd\eta} \text{ N}, \quad (102)$$

siinjuures peab olema täidetud tingimus:

$$P_v \leqslant (P_v)_{tab}.$$

Piduri avamiseks vajalik tõukurijõud

$$\sum M_c = 0;\ P_t k = P_v d \text{ Nm};\ P_t = \frac{P_v d}{k} = \frac{M_t ac}{D_{tr} f b k \eta} \text{ N}. \quad (103)$$

Tõukuri käigu pikkus

$$h_t = 2{,}2\varepsilon \frac{bk}{ack_1} \leqslant [h_t]_{tab} \text{ mm}.$$

Piduripaku pindsurve

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr}^2 B_{tr} f a} \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Arvutusnäide. Pikakäigulise elektromagnetiga vastuvedruga piduri arvutusnäites toodud andmete baasil teostada kahe pakuga vastuvedruga ja elektrohüdraulilise tõukuriga piduri arvutus.

1. Pidurimoment $M_t = 1520$ Nm.

2. Tabelitest lisas 30 valime piduri TKTГ-400, mille $M_t = 1500$ Nm, $a = 250$ mm, $b = 525$ mm, $c = 22$ mm, $d = 75$ mm, $k = 210$ mm, $\varepsilon = 1{,}5$ mm; tõukur T-75, tõukuri tõukejõud $P_t = 750$ N, $h_t = 80$ mm, mass 178 kg, $k_1 = 0{,}85$, $\eta = 0{,}95$; $D_{tr} \times B_{tr} = 400 \times 185$ mm, $B_k = 180$ mm, $\alpha = 70°$, $f = 0{,}35$, vedrude arv 2, kummagi vedru jõud $840 \div 1000$ N.

3. Pakule mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{M_t}{D_{tr} f} = \frac{1500}{0{,}40 \cdot 0{,}35} = 10\,700 \text{ N}.$$

4. Vastuvedru vajalik jõud

$$P_v = \frac{Nac}{bd\eta} = \frac{10\,700 \cdot 25 \cdot 22}{52{,}5 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}95} = 1570 \text{ N}.$$

Vastavalt lisas 30 toodud andmetele rakendatakse kaks vedru, seega

$$P_v < 2(P_v)_{tab} = 2(840 \div 1000) \text{ N}.$$

5. Tõukuri vajalik tõukejõud

$$P_t = \frac{Nac}{bk\eta} = \frac{10\,700 \cdot 25 \cdot 2{,}2}{52{,}5 \cdot 21 \cdot 0{,}95} = 560 \text{ N } (P_t)_{tab}.$$

6. Tõukuri vajalik käigu pikkus

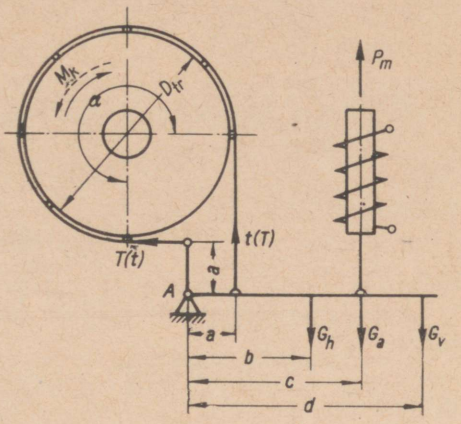
$$h_t = 2{,}2\varepsilon \frac{bk}{ack_1} = 2{,}2 \cdot 1{,}5 \cdot \frac{525 \cdot 210}{250 \cdot 22 \cdot 0{,}85} = 78 \text{ mm} < (h_t)_{tab}.$$

7. Paku pindsurve

$$q = \frac{360 M_t}{\pi D_{tr} B_{tr} f a} = \frac{360 \cdot 1500}{3{,}14 \cdot 0{,}4^2 \cdot 0{,}18 \cdot 0{,}35 \cdot 70} = 2{,}5 \cdot 10^5 < [q] = 4 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

Lintpiduritel saadakse pidurdusefekt ümber piduritrumli haarduva teraslindi abil. Hõõrdeteguri suurendamise eesmärgil kaetakse lindi sisepind friktsioonmaterjaliga, mis kinnitatakse lindi külge neetide, kruvide või liimiga. Lindi otsad kinnitatakse piduri juhthoovastiku külge. Piduri käitamiseks kasutatakse jalgpedaali, käsihooba või elektromagnetit. Lindi haardenurk piduritrumliga ulatub kuni 360°-ni.

Lintpidureid kasutatakse valusildkraanade pea tõstemehhanismidel, pöördkraanadel, ehitus-montaažkraanadel ja mujal. Lintpidurid on lihtsa konstruktsiooniga, neil on väiksed gabariidid ja nad suudavad arendada suuri pidurimomente. Saavutatav pidurimoment sõltub lindi haardenurgast.



Joon. 45. Lihtsa lintpiduri arvutusskeem.

Lintpiduri puuduseks loetakse võlli paindekoormust pidurdamisel, ebaühtlast pindsurve jaotust lindil ja selle tagajärjel ka ebaühtlast kulumist, pidurimomendi olenevust trumli pöörlemissuunast (lihtsal lintpiduril) ja suurt käitamisjõudu reverseeritavail lintpiduritel.

Lihtne lintpidur (joon. 45).

Lihtsa lintpiduri pidurimoment määratakse valemiga

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm.}$$

Arvutatud pidurimomendi järgi valitakse tabelist 28 trumli läbimõõt D_{tr}.

Tabel 28

Orienteerivad piduritrumli läbimõõdud olenevalt pidurimomendist

Arvutatud pidurimoment Nm.	700—860	1400—1600	1800—2100	2850—4000	6400—8000
Trumli läbimõõt mm	200—250	300—350	400—450	500—700	800—1000
Lindi laius mm .	70	90	90	110	150

Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} \text{ N.}$$

Lindi koormuse määrame Euleri valemitega:
trumlile pealejooksvas lindiharus

$$T = te^{fa} \text{ N};$$

trumlilt mahajooksvas lindiharus

$$t = \frac{T}{e^{fa}} \text{ N};$$

trumli ringjõud

$$P = T - t \text{ N}.$$

Avaldame ringjõu pealejooksva lindiharu koormuse järgi:

$$P = T - \frac{T}{e^{fa}} = \frac{T(e^{fa} - 1)}{e^{fa}} \text{ N}, \qquad (104)$$

millest

$$T = \frac{Pe^{fa}}{e^{fa} - 1} \text{ N}. \qquad (105)$$

Avaldame järgnevalt ringjõu mahajooksva lindiharu koormuse järgi:

$$P = te^{fa} - t = t(e^{fa} - 1) \text{ N}, \qquad (106)$$

millest

$$t = \frac{P}{e^{fa} - 1} \text{ N}, \qquad (107)$$

kus e on naturaallogaritmide alus;
f — hõõrdetegur tabelist 25;
α — lindi haardenurk trumliga radiaanides.

Ülaltoodud valemid on kehtivad lintpiduritel, mille lint on seestpoolt kaetud friktsioonmaterjaliga kogu haardenurga ulatuses.

Arvutuse lihtsustamiseks on suuruse e^{fa} arvulised väärtused toodud tabelis 29.

Tabel 29

Suuruse e^{fa} väärtused

Haardenurk α		Hõõrdetegur f						
kraadides	radiaanides	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
90	1,57	1,18	1,27	1,37	1,48	1,62	1,75	1,90
135	2,36	1,28	1,42	1,60	1,80	2,20	2,30	2,50
180	3,14	1,37	1,60	1,87	2,20	2,60	3,00	3,50
225	3,93	1,48	1,80	2,25	2,70	3,25	4,00	4,75
270	4,71	1,60	2,05	2,57	3,25	4,10	5,20	6,60
315	5,5	1,73	2,20	3,00	3,80	5,20	6,58	8,30
360	6,28	1,87	2,57	3,50	4,80	6,60	8,20	—

Elektromagneti tõmbejõu määrame momentide tasakaalutingimusest punkti A suhtes (joon. 45): suletud piduril

$$ta = (G_h b + G_a c + G_v d)10 \text{ Nm};$$

avatud piduril

$$P_m c = (G_h b + G_a c + G_v d)\,10 \text{ Nm},$$

seega

$$ta = P_m c \text{ Nm},$$

ja magneti vajalik tõmbejõud, arvestades hoovastiku kasuteguriks $\eta = 0{,}9 \div 0{,}95$

$$P_m = \frac{ta}{c\eta} \text{ N}. \tag{108}$$

Elektromagneti käigu pikkus

$$h_a = 1{,}2\varepsilon\alpha \frac{c}{a} \text{ mm}, \tag{109}$$

kus α on lindi haardenurk radiaanides;

$\frac{c}{a}$ — hoova ülekandetegur, tavaliselt 3—6 (erijuhul $10 \div 15$);

1,2 — tegur, mis arvestab lindi ja trumli kulumist;

ε — lindi ja trumli vaheline pilu, võetakse olenevalt trumli läbimõõdust:

D_{tr} mm . . .	100—200	300	400 ÷ 500	600 ÷ 800
ε mm	0,8	1,0	1,25—1,5	1,5

Lindi normaalse pilu tagamiseks võetakse õlg c pikkusega

$$c = k_1 h_a \frac{a}{\varepsilon\alpha} \text{ mm}, \tag{110}$$

kus k_1 on magnetiankru käigu varutegur, $k_1 = 0{,}8 \div 0{,}85$.

Vajalik elektromagnet valitakse arvutusega saadud suuruste P_m ja h_a järgi.

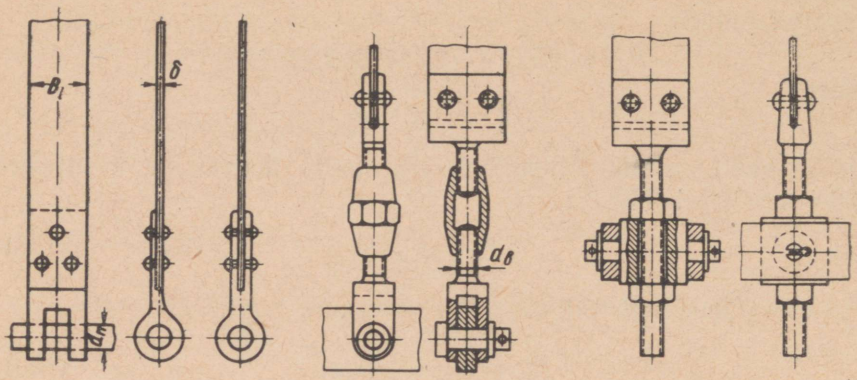
Piduri vastukaalu mass

$$G_v = \frac{0{,}1ta - G_h b - G_a c}{d} \text{ kg}. \tag{111}$$

Reverseeritavuse korral on vastukaalu suurus

$$G_v = \frac{0{,}1Ta - G_h b - G_a c}{d} \text{ kg}.$$

Piduritrumli pöörlemisel vastu kellaosuti liikumise suunda (joon. 45) lindi koormused vahetuvad ja vastavalt sellele suureneb vajaliku vastukaalu mass. See on põhjuseks, miks lihtsat lintpidurit ei kasutata reverseeritavates mehhanismides ja sageli nimetatakse ühesuunaliseks piduriks.



Joon. 46. Lintpidurite lindi kinnitusdetaile.

Lindi laius B_l (joon. 46) määratakse tingpindsurve järgi

$$q = \frac{2T}{D_{tr}B_l} \leqslant [q] \text{ N/m}^2 \quad \text{ja} \quad B_l = \frac{2T}{D_{tr}[q]} \text{ m}, \tag{112}$$

kus T on pealejooksva lindiharu koormus N;
D_t — trumli läbimõõt m;
$[q]$ — lubatav lindi pindsurve N/m² (tabelist 30);
B_l — lindi laius m (tabelist 28).

Tabel 30

Lindi lubatavad pindsurved

Hõõrdepaaride materjalid	$[q]$ N/m²	
	seiskamise pidurid	langetamise pidurid
Teraslint — malmist või terasest piduritrummel	$15 \cdot 10^5$	$10 \cdot 10^5$
Asbestlint — malmist või terasest piduritrummel	$(4 \div 6) \cdot 10^5$	$(2 \div 3) \cdot 10^5$
Valtsitud, pressitud või vormitud friktsioonmaterjal — metallist piduritrummel	$4 \div 8) \cdot 10^5$	$(3 \div 4) \cdot 10^5$
Puit — malmist piduritrummel	$(4 \div 6) \cdot 10^5$	$(3 \div 4) \cdot 10^5$

Lindi paksus arvutatakse valemitega

$$\sigma_t = \frac{T}{(B_l - id_1)\delta} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2;$$

$$\delta = \frac{T}{(B_l - id_1)[\sigma]_t} \text{ m}, \tag{113}$$

kus i on neetide arv ühes reas;
d_1 — needi läbimõõt, $d_1 = 4 \div 10$ mm;

$[\sigma]_t$ — lindi materjali lubatav tõmbepinge N/m², terasel Ст. 3 on $[\sigma]_t = 700 \cdot 10^5$ N/m²;

terasel Ст. 4, 20, 25 normaliseeritud $[\sigma]_t = 800 \cdot 10^5$ N/m².
„ Ст. 5, 30, 35 „ $[\sigma]_t = 1000 \cdot 10^5$ N/m².
„ Ст. 6, 40, 45 „ $[\sigma]_t = 1200 \cdot 10^5$ N/m².

Soovitatakse järgmisi lindi mõõte

lindi laius B_l mm . . .	25 ÷ 30	40 ÷ 50	60 ÷ 80	100	140 ÷ 200
lindi paksus δ mm . . .	3	3 ÷ 4	4 ÷ 6	4 ÷ 7	6 ÷ 8 ÷ 10

Lindi kinnitamiseks vajalik neetide arv määratakse valemitega:

ühe lõikepinnaga needid pealejooksvas lindiharus

$$z = \frac{4T}{\pi d_1^2 [\tau]}; \tag{114}$$

ühe lõikepinnaga needid mahajooksvas lindiharus

$$z = \frac{4t}{\pi d_1^2 [\tau]}; \tag{115}$$

kahe lõikepinnaga needid pealejooksvas lindiharus

$$z = \frac{2T}{\pi d_1^2 [\tau]}; \tag{116}$$

kahe lõikepinnaga needid mahajooksvas lindiharus

$$z = \frac{2t}{\pi d_1^2 [\tau]}. \tag{117}$$

Neetliited kontrollitakse pindsurvele pealejooksvas lindiharus

$$\sigma_s = \frac{T}{z d_1 \delta} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2, \tag{118}$$

mahajooksvas lindiharus

$$\sigma_s = \frac{t}{z d_1 \delta} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2. \tag{119}$$

Valemites (114)—(119) lubatav lõikepinge ja pindsurve on:

terasele Ст. 2 — $[\tau] = 500 \cdot 10^5$ N/m², $[\sigma]_s = 1100 \cdot 10^5$ N/m²;
„ Ст. 3 — $[\tau] = 600 \cdot 10^5$ N/m², $[\sigma]_s = 1300 \cdot 10^5$ N/m².

Lindi kinnitamise tapp arvutatakse lõikele kahes pinnas

$$\tau = \frac{4T}{2\pi d_n^2} \leqslant [\tau] \text{ N/m}^2 \quad \text{ja} \quad d = \sqrt{\frac{2T}{\pi [\tau]}} \text{ m} \tag{120}$$

Reguleerimispoldi läbimõõt määratakse arvutusega tõmbele

$$\sigma_t = \frac{4T}{\pi d_b^2} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2 \quad \text{ja} \quad d_b = \sqrt{\frac{4T}{\pi [\sigma]_t}} \text{ m}, \qquad (121)$$

kus d_b on poldi keerme sisemine läbimõõt m;
$[\sigma]_t$ — lubatav tõmbepinge, terastele Ст. 3 ja Ст. 4 $[\sigma]_t = (700 \div 800) \cdot 10^5$ N/m².

Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a \geqslant \frac{M_t \varepsilon a}{D_{tr} k_1 \eta} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}. \qquad (122)$$

Arvutusnäide. Arvutada elektrilise vintsi lihtne hammastõkestiga lintpidur, kui $Q = 1000$ kg, vintsitrumli läbimõõt $D_{tr} = 250$ mm, $PB = 15\%$, $k_t = 1{,}5$.

Antud juhul on lihtsa lintpiduri kasutamine võimalik.

1. Lastimoment ja pidurimoment on:

$$M_k = Q \frac{D_{tr}}{2} \cdot 10 = 1000 \cdot 10 \cdot \frac{0{,}25}{2} = 1250 \text{ Nm};$$

$$M_t = k_t M_k = 1{,}5 \cdot 1250 = 1875 \text{ Nm}.$$

Tabeli 28 järgi $D_t = 450$ mm.

2. Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} = \frac{2 \cdot 1875}{0{,}45} = 8330 \text{ N}.$$

3. Lindiharude koormused, kui $\alpha = 270° = 4{,}7$ rad, $f = 0{,}35$, $e^{f\alpha} = 5{,}2$:

$$T = \frac{P e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{8330 \cdot 5{,}2}{5{,}2 - 1} = 10300 \text{ N};$$

$$t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{8330}{5{,}2 - 1} = 1980 \text{ N}.$$

4. Võtame $a = 80$ mm, $d = 7{,}5a = 7{,}5 \cdot 80 = 600$ mm, $b = 0{,}5d = 300$ mm, $c = 500$ mm, $\eta = 0{,}95$, $\varepsilon = 1{,}25$ mm.

Elektromagneti vajalik tõmbejõud ja käigu pikkus

$$P_m = \frac{ta}{c\eta} = \frac{1980 \cdot 80}{500 \cdot 0{,}95} = 333 \text{ N};$$

$$h_a = 1{,}2 \varepsilon \alpha \frac{c}{a} = 1{,}2 \cdot 1{,}25 \cdot 4{,}7 \cdot \frac{500}{80} = 44{,}0 \text{ mm}.$$

Tabelist lisas 24 valime elektromagneti KMT-3A, mille $P_m = 350$ N, $h_a = 50$ mm, ankru mass $G_a = 11{,}2$ kg.

Magneti rakenduspunkti kaugus

$$c = k_1 h_a \frac{a}{\varepsilon \alpha} = 0{,}8 \cdot 50 \frac{80}{1{,}25 \cdot 4{,}7} = 530 \text{ mm};$$

valime $c = 500$ mm, $G_h = 4$ kg.

5. Vastukaalu mass

$$G_v = \frac{0{,}1ta - G_h b - G_a c}{d} = \frac{0{,}1 \cdot 1980 \cdot 8 - 4 \cdot 30 - 11{,}2 \cdot 50}{60} = 15 \text{ kg}.$$

6. Asbestfriktsioonmaterjaliga kaetud teraslindi laius

$$B_l = \frac{2T}{D_{tr}[q]} = \frac{2 \cdot 10300}{0{,}45 \cdot 5 \cdot 10^5} = 0{,}091 \text{ m} = 91 \text{ mm},$$

valime $B_l = 90$ mm, $i = 3$, $d_1 = 6$ mm ja määrame lindi paksuse

$$\delta = \frac{T}{(B_l - id_1)[\sigma]_t} = \frac{10300}{(0{,}09 - 3 \cdot 0{,}006) \cdot 800 \cdot 10^5} = 0{,}0017 \text{ m} = 1{,}7 \text{ mm},$$

valime $\delta = 3$ mm.

7. Lindi kinnitamiseks vajalik kahelõikeliste neetide arv

$$z = \frac{2T}{\pi d_1^2 [\tau]} = \frac{2 \cdot 10300}{\pi \cdot 0{,}006^2 \cdot 600 \cdot 10^5} = 3{,}1.$$

Neetide arv olgu 3.

8. Neetliite kontroll survele

$$\sigma_s = \frac{T}{zd_1\delta} = \frac{10300}{3 \cdot 0{,}006 \cdot 0{,}003} = 1910 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 > [\sigma]_s.$$

Et tegelik survepinge ületab lubatava, siis suurendame neetide arvu reas $i = 5$. Nüüd

$$\sigma_s = \frac{T}{zd_1\delta} = \frac{10300}{5 \cdot 0{,}006 \cdot 0{,}003} = 1140 \cdot 10^5 < [\sigma]_s \text{ N/m}^2.$$

9. Linditapi läbimõõt

$$d_n = \sqrt{\frac{2T}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10300}{\pi \cdot 600 \cdot 10^5}} = 0{,}0105 \text{ m} = 10{,}5 \text{ mm};$$

valime $d_n = 15$ mm.

10. Reguleerimispoldi (Ст. 3) läbimõõt

$$d_b = \sqrt{\frac{4T}{\pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10300}{\pi \cdot 700 \cdot 10^5}} = 0{,}0137 \text{ m} = 13{,}7 \text{ mm};$$

valime keerme M16 (GOST 9150-59).

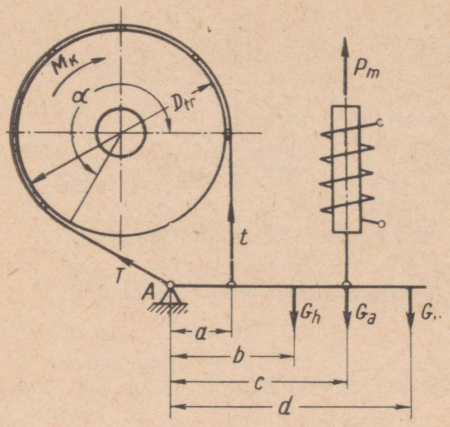
11. Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a = 350 \cdot 0{,}05 = 17{,}5 \text{ Nm};$$

$$\frac{2M_t \varepsilon a}{D_{tr}(e^{fa} - 1)\eta k_1} = \frac{2 \cdot 1875 \cdot 0{,}00125 \cdot 4{,}7}{0{,}45(5{,}2 - 1) \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85} = 14{,}2 \text{ Nm}.$$

Summeeriv lintpidur (joon. 47). Summeerival lintpiduril kinnitatakse nii peale- kui ka mahajooksev lindiharu horisontaalhoova külge liigendist võrdsele kaugusele.

Selline lindi kinnitamise viis võimaldab trumli pöörlemissuuna



Joon. 47. Summeeriva lintpiduri arvutusskeem.

muutmisel säilitada momentide võrdsuse liigendi A suhtes, mille tõttu vastukaalu suurus ei muutu. Summeerivat lintpidurit nimetatakse ka kahesuunaliseks või reverseeritavaks lintpiduriks.

Et summeerival lintpiduril piduri avamisel mõlemad lindiharud soodustavad lindi eemaldumist trumli pinnast, siis võrdsete tingimuste juures on antud juhul elektromagneti käigu pikkus kaks korda väiksem kui lihtsal lintpiduril.

Summeeriva lintpiduri pidurimoment

$$M_t = k_{tr} M_k \text{ Nm.}$$

Vastavalt pidurimomendile valitakse trumli läbimõõt tabelist 28.

Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} \text{ N.}$$

Lindiharude koormused arvutatakse Euleri valemitega:

$$\tau = \frac{Pef\alpha}{ef\alpha - 1} \text{ N} \quad \text{ja} \quad t = \frac{P}{ef\alpha - 1} \text{ N.}$$

Elektromagneti tõmbejõud:
piduri suletud olekus

$$\sum M_a = 0; \; Ta + ta = (T + t)a = (G_h b + G_a c + G_v) \cdot 10 \text{ Nm;}$$

piduri avatud olekus

$$\sum M_a = 0; \; P_m c\eta = (G_h b + G_a c + G_v) \cdot 10 \text{ Nm;}$$

$$(T + t)a = P_m c\eta; \quad P_m = \frac{(T + t)a}{c\eta} \text{ N.} \qquad (123)$$

Elektromagneti käigu pikkus

$$h_a = 0{,}6\varepsilon\alpha \frac{c}{a} \text{ mm.} \qquad (124)$$

Arvutatud P_m ja h_a järgi valime elektromagneti.
Magneti rakenduspunkti kaugus

$$c = k_1 h_a \frac{2a}{\varepsilon\alpha} \text{ mm.} \qquad (125)$$

Vastukaalu mass

$$G_v = \frac{1}{d}[0{,}1(T+t)a - G_h b - G_a c] \text{ kg.} \quad (126)$$

Lindi laius

$$B_t = \frac{2T}{D_{tr}[q]} \text{ m.} \quad (127)$$

Lindi paksus

$$\delta = \frac{T}{(B_l - id_1)[\sigma]_t} \text{ m.} \quad (128)$$

Linđi kinnituse arvutus on analoogiline lintpiduri lindi kinnituse arvutusega.

Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a \geqslant \frac{2M_t \varepsilon a}{D_{tr}(e^{f\alpha} - 1)k_1 \eta} \text{ Nm,} \quad (129)$$

kus α on lindi haardenurk radiaanides.

Arvutusnäide. Arvutada kraanavankri tõstevintsi summeeriv lintpidur, kui $N = 45$ kW, $n = 577$ p/min, $ПВ = 25\%$, $k_t = 1{,}75$, vahelduvvool.

1. Väändemoment ja pidurimoment

$$M_k = 9750\frac{N}{n} = 9750\frac{45}{577} = 760 \text{ Nm;}$$

$$M_t = k_t M_k = 1{,}75 \cdot 760 = 1330 \text{ Nm.}$$

Valime tabeli 28 järgi $D_{tr} = 300$ mm.

2. Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_{tr}} = \frac{2 \cdot 1330}{0{,}3} = 8870 \text{ N.}$$

3. Lindi harude koormused, kui $\alpha = 270° = 4{,}7$ rad, $f = 0{,}3$, $e^{f\alpha} = 5{,}2$.

$$T = \frac{Pe^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{8870 \cdot 5{,}2}{5{,}2 - 1} = 11\,000 \text{ N;}$$

$$t = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{8870}{5{,}2 - 1} = 2150 \text{ N.}$$

4. Elektromagneti tõstejõud ja ankru käigu pikkus, kui $a = 40$ mm, $d = 700$ mm, $b = 350$ mm, $c = 550$ mm, $\varepsilon = 1{,}5$ mm:

$$P_m = \frac{(T+t)a}{c\eta} = \frac{(11000 + 2150) \cdot 0{,}04}{0{,}55 \cdot 0{,}9} = 1090 \text{ N;}$$

$$h_a = 0{,}6\varepsilon a\frac{c}{a} = 0{,}6 \cdot 1{,}5 \cdot 4{,}7 \cdot \frac{550}{40} = 58 \text{ Nm.}$$

Tabelitest lisas 24 valime elektromagneti KMT-6, mille $P_m = 1150$ N, $h_a = 60$ mm ja $G_a = 33$ kg.

Elektromagneti rakenduspunkti kaugus

$$c = k_1 h_a \frac{2a}{\varepsilon a} = 0{,}8 \cdot 60 \cdot \frac{2 \cdot 40}{1{,}5 \cdot 4{,}7} = 544 \text{ mm}.$$

Valime $c = 550$ mm, hoova mass $G_h = 6$ kg.

5. Vastukaalu mass

$$G_v = \frac{1}{d}\left[\frac{(T+t)a}{10} - G_h b - G_a c\right] =$$

$$= \frac{1}{700}\left[\frac{(11000+2150)40}{10} - 6 \cdot 350 - 33 \cdot 550\right] = 46{,}2 \text{ kg}.$$

6. Lindi mõõtmed, kui friktsioonmaterjaliks on valtsitud pidurilint:

$$B_l = \frac{2T}{D_{tr}[q]} = \frac{2 \cdot 11000}{0{,}3 \cdot 8 \cdot 10} = 0{,}092 \text{ m} = 92 \text{ mm};$$

$$\delta = \frac{T}{(B_l - id_1)[\sigma]_t} = \frac{11000}{(0{,}09 \cdot 2 \cdot 0{,}006) 700 \cdot 10^5} = 0{,}022 \text{ m} = 2{,}2 \text{ mm},$$

valime lindi laiuse $B_l = 90$ mm ja paksuse $\delta = 3$ mm.

7. Kahelõikeliste neetide arv

$$z = \frac{2T}{\pi d_1^2 [\tau]} = \frac{2 \cdot 11000}{\pi \cdot 0{,}006^2 \cdot 500 \cdot 10^5} = 3,$$

valime $z = 5$.

8. Neetliite pindsurve kontroll, kui $d_1 = 6$ mm $= 0{,}006$ m:

$$\sigma_s = \frac{T}{z d_1 \delta} = \frac{11000}{5 \cdot 0{,}006 \cdot 0{,}003} = 1220 \cdot 10^5 < [\sigma]_s = 1300 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

9. Tapi läbimõõt

$$d_n = \sqrt{\frac{2T}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 11000}{\pi \cdot 500 \cdot 10^5}} = 0{,}012 \text{ m},$$

valime $d_n = 20$ mm.

10. Reguleerimispoldi läbimõõt

$$d_b = \sqrt{\frac{4T}{\pi[\sigma]_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11000}{\pi \cdot 700 \cdot 10^5}} = 0{,}014 \text{ m} = 14 \text{ mm},$$

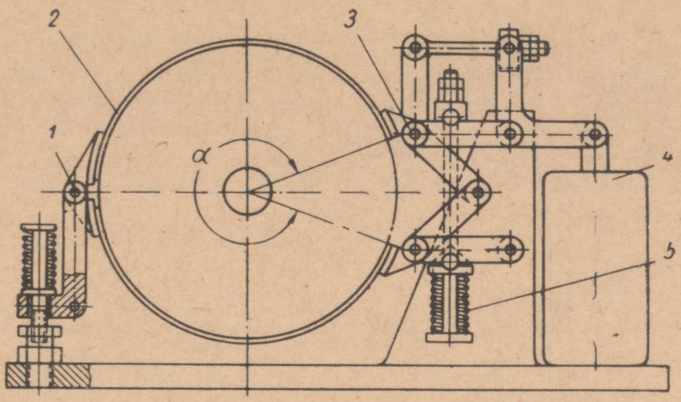
valime GOST 9150-59 järgi keerme M18.

11. Piduri töösuutlikkuse kontroll:

$$P_m h_a = 1150 \cdot 0{,}06 = 69 \text{ Nm};$$

$$\frac{M_t \varepsilon a}{D_{tr} k_1 \eta} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1330 \cdot 0{,}0015 \cdot 4{,}7}{0{,}3 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}9} \cdot \frac{5{,}2 + 1}{5{,}2 - 1} = 63 \text{ Nm}.$$

Suurte tõstevõimetega elektriliste kraanade mehhanismides kasutatakse kaksiklindiga, vastuvedruga *5* pidureid КХЛ ja ТЛП (joon. 48) lühikäigulise alalisvoolu elektromagnetiga *4*. Nendel piduritel on friktsioonmaterjaliga kaetud lint jagatud kaheks võrdseks osaks, mis ühest otsast on omavahel liidetud liigendiga *1* ja teisest otsast ühendatud juhthoovastikuga *3*.



Joon. 48. Kaksiklintpidur.

Kaksiklindiga lintpidurite paremuseks on:

a) suur pidurimoment (kuni 8850 Nm);

b) lindi suur haardenurk (kuni 320°);

c) elektromagneti väike käigu pikkus, mis võimaldab piduri kiiret töölerakendamist.

Konstruktsiooniliselt ja ekspluatatsioonis on kaksiklintpiduril järgmised puudused:

a) lindiosade ebaühtlane koormamine, sest praktiliselt pole võimalik neid täpselt valmistada ja reguleerida;

b) ühesuguse pilu saamiseks piduritrumli ja lindi vahel tuleb kogu pidurit nihutada;

c) töötava vedru *5* vahetamiseks tuleb kogu trummel lahti võtta;

d) liigendite ja hoobade lühike tööiga;

e) pidurilindi otste intensiivne kulumine;

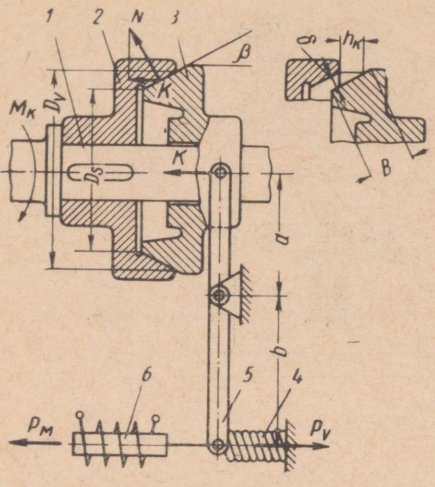
f) suur montaaži täpsus;

g) vedru ja pidurimagneti jõudude mittetäielik kasutamine.

Aksiaalsed pidurid. Aksiaalse töökäiguga koonuspidureid (joon. 49) kasutatakse lihtsamatel, nii käsi- kui ka mehaanilise ajamiga tõstemehhanismidel, nagu talid ja telferid. Sisekoonusega muhv *2* on liidetud võlliga *1* ja pöörleb koos viimasega. Väliskoonusega muhv *3* on asetatud võllile *1* pöördevabalt ja ankurdatud hoova *5* kaudu masina raami külge. Sisselülitatud elektromagnet *6* pingutab vedru *4* ja hoova *5* abil lahutab muhvid *2* ja *3*. Väljalülitatud elektromagneti puhul on pidurimuhvid omavahel kokku surutud vedru *4* toimel. Hõõrdeteguri suurendamise eesmärgil on tavaliselt väliskoonus kaetud friktsioonmaterjaliga.

Koonuspiduri pidurimoment määratakse valemiga

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm.}$$



Joon. 49. Aksiaalse koonuspiduri arvutusskeem.

Koonuse läbimõõdud D_v ja D_s valitakse vahekorras $D_v = (1{,}2 \div 1{,}6) D_s$.

Koonuse keskmine läbimõõt

$$D_k = \frac{D_v + D_s}{2} \text{ m.}$$

Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_k} \text{ N.}$$

Normaaljõud N määratakse pidurdamise tingimustest

$$F \geqslant P_1; \quad F = fN \text{ N};$$

$$fN \geqslant \frac{2M_t}{D_k} \text{ N}; \quad N = \frac{2M_t}{fD_k},$$

kus F on koonuspinnal esinev hõõrdejõud N;

f — hõõrdepaari hõõrdetegur, võetakse tabelist 25;
N — summaarne normaaljõud N.

Piduri kooniliste pindade kiilumise vältimiseks peab olema täidetud tingimus

$$\operatorname{tg} \beta \geqslant 1{,}2f,$$

kus $\beta = 15 \div 25°$ on koormuse nurk.

Pidurdamiseks vajalik aksiaaljõud K

$$\frac{K}{N} = \sin \beta, \quad K = N \sin \beta = \frac{2M_t \sin \beta}{FD_k} \text{ N.} \qquad (130)$$

Aksiaaljõu K tekitamiseks vajalik vedrujõud:

$$\sum M_a = 0; \quad Ka - P_v b \text{ Nm}; \quad P_v = \frac{Ka}{b} = \frac{2M_t a \sin \beta}{fD_k b} \text{ N.} \qquad (131)$$

Elektromagneti tõmbejõud, kui $\eta = 0{,}9 \div 0{,}95$:

$$P_m = \frac{P_v}{\eta} = \frac{2M_t \sin \beta a}{fD_k b \eta} \text{ N.} \qquad (132)$$

Koonuste eemaldumiskaugus h_k:

$$\frac{\delta}{h_k} = \sin \beta; \quad h_k = \frac{\delta}{\sin \beta} \text{ mm}; \quad \delta = (1 \div 2) \text{ mm.}$$

Elektromagneti ankru käik

$$h_a = h_k \cdot \frac{b}{a} \text{ mm.} \qquad (133)$$

Vastav elektromagnet valitakse arvutatud suuruste P_m ja h_a järgi.

Koonuspindadevaheline pindsurve

$$q = \frac{N}{\pi D_k B} \leqslant [q] \text{ N/m}^2,$$

kus $[q]$ on lubatav pindsurve tabelist 31.

Tabel 31

Aksiaalse piduri lubatavad pindsurved N/m²

Hõõrdepaari materjalid	Kuivalt	Konsistentse määrdega	Õlivannis
Metall—metall	$(2 \div 3) \cdot 10^5$	$(3 \div 4) \cdot 10^5$	$(6 \div 8) \cdot 10^5$
Kootud või punutud friktsioonmaterjal—metall	$(2 \div 3) \cdot 10^5$	$(4 \div 6) \cdot 10^5$	$(6 \div 8) \cdot 10^5$
Pressitud, valtsitud või vormitud friktsioonmaterjal—metall	$(4 \div 6) \cdot 10^5$	$(6 \div 10) \cdot 10^5$	$(10 \div 12) \cdot 10^5$

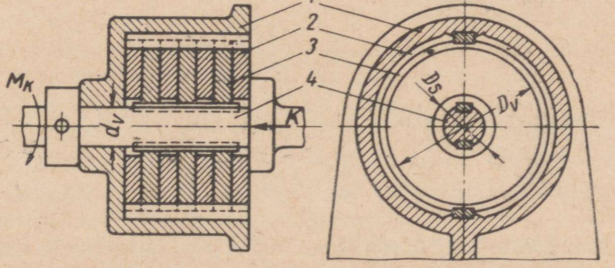
Lubatava pindsurve kaudu määratakse koonuse töötav laius

$$B = \frac{N}{\pi D_k [q]} = \frac{K}{\pi D_k [q] \sin \beta} = \frac{2M_t \sin \beta}{D_k [q] \sin \beta D_k f} = \frac{P}{\pi D_k f [q]} \text{ m}. \quad (134)$$

Täpsustatakse koonuse läbimõõdud:

$$D_v = D_k + B \sin \beta,$$
$$D_s = D_k - B \sin \beta.$$

Ketaspidurid (lamellpidurid). Ketaspiduril (joon. 50) on kettad *3* asetatud võlli *4* hammastele või liistule ja pöörlevad koos võlliga. Kettad *2* on asetatud silindrilise kere *1* sisepinnal kujundatud hammastele või liistule, kusjuures kere on jäigalt liidetud masina raami külge. Aksiaalse jõu mõjumisel tekib ketaste vahel hõõrdejõud. Hõõrdejõudude moment peab olema suurem kui



Joon. 50. Aksiaalse ketaspiduri arvutusskeem.

võllile mõjuv väändemoment ja vastama pidurimomendi suurusele

$$M_t = k_t M_k \text{ Nm.}$$

Ketaste tööpinna sisemine läbimõõt D_s valitakse konstruktsiooniliselt, olenevalt võlli läbimõõdust $d_v \cdot D_s$ valikuks võib orienteerivalt kasutada seost

$$D_s = d_v + h_v,$$

kus h_v on liistu või hamba kõrgus võllil m.

Välisläbimõõt $D_v = (1{,}2 \div 2{,}5) D_s$ m, kusjuures on soovitav, et $D_v - D_s \leqslant 0{,}12$ m.

Ketaste tööpinna keskmine läbimõõt

$$D_k = \frac{D_v + D_s}{2} \text{ m.}$$

Ketaste materjal valitakse olenevalt piduri töötamise tingimustest. Kui pidur töötab õlivannis, valmistatakse võllile asetatavad kettad terasest ja kerega liidetud kettad pronksist. Ketaste paksus 5—6 mm. Kui pidur töötab kuivalt, asendatakse pronksist kettad mõlemalt poolt friktsioonmaterjaliga kaetud terasest ketastega. Friktsioonmaterjali paksus on 3—5 mm.

Arvutuslik ringjõud

$$P = \frac{2M_t}{D_k} \text{ N.}$$

Vajalik aksiaaljõud määratakse pidurdamistingimusest

$$Kfz \geqslant P; \quad K = \frac{P}{fz} = \frac{2M_t}{D_k f z} \text{ N,} \tag{135}$$

kus f on hõõrdepaari hõõrdetegur (tabel 25);

z — hõõrdepindade paaride arv.

Pidurdamiseks vajalik aksiaaljõud saadakse vastukaalu või vastuvedru abil. Piduri lahtilülitamiseks kasutatakse elektromagnetit, pneumaatilist või hüdraulilist seadet.

Vastuvedru koormus

$$P_v = K = \frac{2M_t}{D_k f z} \text{ N.} \tag{136}$$

Elektromagneti vajalik tõmbejõud, kui $\eta = 0{,}9 \div 0{,}95$:

$$P_m = \frac{P_v}{\eta} = \frac{2M_t}{D_k f z \eta} \text{ N.} \tag{137}$$

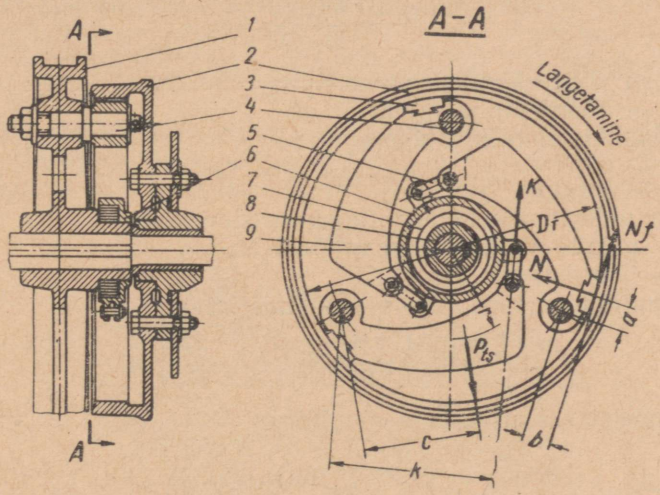
Elektromagneti käigu pikkus valitakse selliselt, et ketastevaheline pilu ei oleks väiksem kui 0,2 mm metallketaste puhul ja 0,75 mm friktsioonkattega ketaste puhul.

Ketastevaheline pindsurve arvutatakse valemiga

$$q = \frac{K}{\frac{\pi D_v^2}{4} - \frac{\pi D_s^2}{4}} = \frac{4K}{\pi(D_v^2 - D_s^2)} \leqslant [q] \text{ N/m}^2. \qquad (138)$$

Tsentrifugaalpidurid

Tsentrifugaalpidureid, mida sageli nimetatakse ka kiiruspiduriteks, kasutatakse ainult lasti langetamise kiiruse reguleerimise eesmärgil. Tsentrifugaalpidurid asetatakse tavaliselt suurema pöörete arvuga võllile. Peale tsentrifugaalpiduri peab tõstemehhanismis olema ka seiskamispidur. Suuremat rakendamist on leidnud radiaalsed ja aksiaalsed hoogmassidega käivitatud tsentrifugaalpidurid.



Joon. 51. Radiaalsete pakkudega tsentrifugaalpidur.

Radiaalne tsentrifugaalpidur (joon. 51) kinnitatakse tavaliselt seiskamispiduri trumli *1* külge, mis on omakorda liidetud võlliga. Trumliketta külge on kinnitatud poldid *4*, millele vabalt pöörlevalt on asetatud hoogmassid *9* koos piduripakkudega *3*. Hoogmasside vabad otsad on seostatud hoobade *5* abil reguleerimismuhviga *6*. Muhv *6* on spiraalse lehtvedruga *7* ühendatud piduritrumli *1* rummuga *8*. Kõik tsentrifugaalpiduri detailid on kaetud liikumatu kerega *2*, mille silindriline sisepind täidab ühtlasi ka tsentrifugaalpiduri tööpinna ülesannet.

Spiraalse lehtvedru jõud on määratud eeldusel, et võlli normaalse pöörete arvu juures pidur ei tööta. Teatud pöörete arvu saavutamisel püüavad hoogmassid eemalduda tsentrifugaaljõu

toimel, ja pöördudes ümber telgede *4*, ületavad hoobade *5* kaudu vedru *7* vastujõu ning suruvad piduripakud *3* vastu liikumatu kere silindrilist sisepinda. Seejuures vedav võll pidurdub.

Radiaalse tsentrifugaalpiduri puuduseks on ühesuunaline tööviis, pidurit ei ole võimalik lahti lülitada, piduripakkude suur kulumine väikeste hõõrdepindade tõttu, raskused täpsele kiirusele reguleerimisel, lasti langetamise kiiruse vähenemine seoses lasti massi vähenemisega.

Radiaalse tsentrifugaalpiduri maksimaalse võimsuse saavutamiseks on vajalik, et hoogmasside raskuskese langeks kokku võlli tsentriga ja üksikute hoogmasside raskuskeskmed oleksid võimalikult kaugel võlli ja kinnituspoltide telgedest.

Üksiku hoogmassi mass määratakse ringjõu kaudu.

Ringjõud

$$P = \frac{2M_k}{D_T} \text{ N},$$

kus M_k on võlli väändemoment Nm;
D_T — hõõrdepinna läbimõõt m.

Piduripakkudel tekkiv hõõrdejõud

$$F = iNf \text{ N}, \tag{139}$$

kus i on piduripakkude arv (hoogmasside arv);
N — pakule mõjuv normaaljõud N;
f — hõõrdetegur (tabel 25).

Normaaljõud määratakse pidurdamistingimusest

$$F \geqslant P;\ iNf \geqslant \frac{2M_k}{D_T} \text{ N};\quad N = \frac{2M_k}{D_T if} \text{ N}. \tag{140}$$

Hoogmassi raskuskeskme ringkiirus

$$v = \frac{\pi r n}{30} \text{ m/s},$$

kus r on raskuskeskme kaugus võlli teljest m;
n — võlli pöörete arv p/min.

Ühe hoogmassi tsentrifugaaljõud

$$P_{ts} = \frac{mv^2}{r} = \frac{10G\pi^2 r^2 n^2}{gr30^2};\quad \text{kui } \frac{\pi^2}{g} = \frac{3{,}14^2}{981} \approx \frac{1}{100},$$

siis

$$P_{ts} = 10Gr\left(\frac{n}{300}\right)^2 \text{N}. \tag{141}$$

Moment hoogmassi pöörlemistelje suhtes:

$$P_{ts}c = Na + Nfb + Kk = N(a + b) + Kk \text{ Nm}.$$

Asendame P_{ts} ja N nende avaldistega:

$$10Gr\left(\frac{n}{300}\right)^2 c = \frac{2M_k}{D_T if}(a + fb) + Kk \text{ Nm}.$$

Avaldame ühe hoogmassi massi:

$$G = \left(\frac{300}{n}\right)^2 \frac{1}{10r}\left[\frac{2M_k}{D_T i f}\left(\frac{a}{c} + f\frac{b}{c}\right) + K\frac{k}{c}\right] \text{kg}. \qquad (142)$$

Õlgade a, b, c ja k soovitatavad vahekorrad:

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \left(\frac{1}{8} \div \frac{1}{12}\right) \text{ ja } \frac{k}{c} = \frac{3}{2}.$$

Vedrujõud

$$iK = 150 \div 250 \text{ N}.$$

Vedrujõud ühele hoogmassile

$$K = \frac{150 \div 250}{i} \text{ N},$$

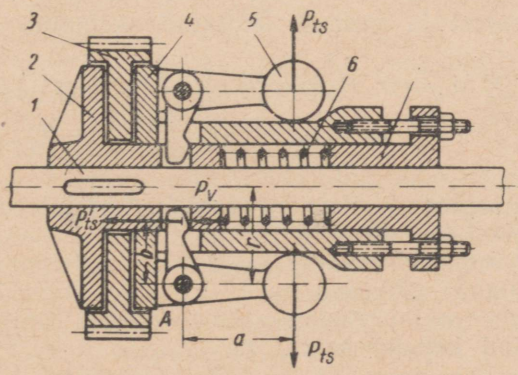
kus i on hoogmasside arv, $i = 2 \div 3$.

Võlli pöörete arv määratakse valemist 142:

$$n = 300 \sqrt{\frac{1}{10Gr}\left[\frac{2M_k}{D_T i f}\left(\frac{a}{c} + f\frac{b}{c}\right) + K\frac{k}{c}\right]} \text{ p/min}. \qquad (143)$$

Lasti sujuvaks langetamiseks on vaja, et $n \geqslant 150$ p/min.

Aksiaalne tsentrifugaalpidur (joon. 52) on seostatud hammastõkestiga. Vedavale võllile *1* on liistu abil kinnitatud ketas *2*.



Joon. 52. Aksiaalne tsentrifugaalpidur.

Ketta *2* rummu nuutidele on asetatud ketas *4*. Ketaste *2* ja *4* vahel on hammastõkesti ratas *3*. Vedru *6* on asetatud muhvi *7* ja ketta *2* rummu vahele. Et muhv *7* on ühenduses kettaga *4*, siis kettad *2* ja *4* tõugatakse vedru *6* mõjul teineteisest eemale ja vabastatakse tõkesti ratas *3*. Võlli *1* pöörlemisel püüavad hoogmassid *5* tsentrifugaaljõu toimel eemalduda ja nende otsa kinnitatud hoobade abil suruvad tõkestiratta ketaste vahele. Tekkinud hõõrdejõudude moment avaldub võlli pöörlemisele pidurdavat toi-

met. Teatava võlli pöörete arvu juures tekib tasakaal hõõrdejõudude momendi ja võllile mõjuva väändemomendi vahel, mis määrabki lasti langetamise kiiruse.

Aksiaalse tsentrifugaalpiduri ringjõud määratakse valemiga

$$P = \frac{2M_k}{D_k} = \frac{4M_k}{D_v + D_s} \text{ N}, \qquad (144)$$

kus $D_k = \frac{D_v + D_s}{2}$ on ketaste tööpindade keskmine läbimõõt m.

Ketaste mõõtmed määratakse analoogiliselt aksiaalse piduriga. Normaaljõu saame pidurdamise põhitingimusest

$$F > P,\ F = zNf \text{ N};\ zNf \geqslant \frac{4M_k}{D_v + D_s} \text{ N};\ N = \frac{4M_k}{(D_v + D_s)zf} \text{ N}. \qquad (145)$$

kus z on hõõrdepinna paaride arv;
f — hõõrdetegur (tabel 25);
N — vajalik normaaljõud N.

Ühe hoogmassi tsentrifugaaljõud määratakse valemiga (141):

$$P_{ts} = 10Gr\left(\frac{n}{300}\right)^2 \text{N}.$$

Hoogmassidest ja vedrust tekitatud aksiaalne koormus kettale *2* on:

$$\sum M_a = 0;\ P_{ts}ia = P'_{ts}b + P_v b \text{ Nm ja}$$

$$P'_{ts} = \frac{P_{ts}ia}{b} - P_v = 10Gri\left(\frac{n}{300}\right)^2 \frac{a}{b} - P_v \text{ N}, \qquad (146)$$

kus P'_{ts} on hoogmassi tsentrifugaaljõust tekitatud aksiaalne jõud kettale *2* N;
i — hoogmasside arv, $i = 2$—6;
$a = 2b$ — õlgade pikkused m;
r — hoogmassi raskuskeskme kaugus võlli kokkusurutud ketaste korral m.

Soovitatav pidurimoment

$$M_T = P'_{ts}zf\frac{D_k}{2} = \left[10Gri\left(\frac{n}{300}\right)^2 \frac{a}{b} - P_v\right] zf\frac{D_v + D_s}{4} \text{Nm}. \qquad (147)$$

Püsival lasti langetamiskiirusel $M_k = M_T$ ja $P'_{ts} = N$, s. o.

$$\frac{4M_k}{(D_v + D_s)zf} = 10Gri\left(\frac{n}{300}\right)^2 \frac{a}{b} - P_v \text{ N},$$

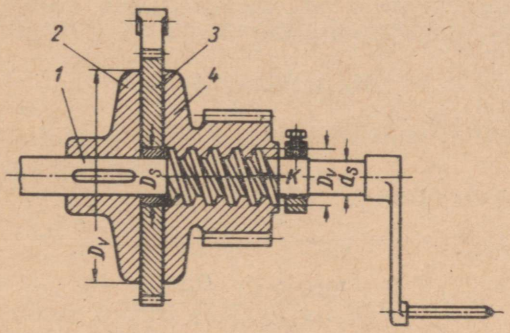
ja vajalik vedrujõud

$$P_v = 10Gri\left(\frac{n}{300}\right)^2 \frac{a}{b} \frac{4M_k}{(D_v + D_s)zf} \text{ N} \qquad (148)$$

Lasti mõjul töötavad pidurid

Lasti mõjul töötavad pidurid, mida sageli nimetatakse ka automaatseteks langetamispiduriteks, töötavad ainult lasti raskuse mõjul ja kasutatakse nii käsi- kui ka mehaanilise ajamiga tõstemasinates (talid, vintsid ja kraanad).

Lasti mõjul töötava piduri põhimõttel töötab ka ohutu vänt. Tööprintsiibi järgi liigitatakse lasti mõjul töötavad pidurid kahte gruppi:



Joon. 53. Lasti mõjul töötav aksiaalne ketaspidur.

1) püsiva lasti juures eemalduvate pidurduspindadega ehk muutuva aksiaalse jõuga piduriteks;

2) püsiva lasti juures mitte-eemalduvate pidurduspindadega ehk püsiva aksiaalse jõuga piduriteks.

Püsiva lasti juures eemalduvate pidurduspindadega pidurite gruppi kuuluvad lasti mõjul töötavad ketaspidurid (joon. 53). Võllile *1* on liistu abil kinnitatud ketas *2*. Ketas *4* on valmistatud koos hammasrattaga ja paigutatakse võlli *1* keermestatud osale (moodustab nagu erikujulise mutri). Ketta *4* hammasratas kannab koos teiste hammasajamitega pöörlemise üle lasti trumlile. Ketaste *2* ja *4* vahele on asetatud vabalt pöörlev tõkesti hammasratas *3*. Pöörates võlli *1* lasti tõstmise suunas, ei pöörle ketta *4* hammasratas trumli kaudu antava lasti koormuse mõjul ja nihkub keermestatud võlli osal vasakule, surudes tõkesti hammasratta ketaste *2* ja *4* vahele. Ketastevahelise normaaljõu suurenemisel alustab ka ketas *4* pöörlemist koos tõkesti hammasrattaga *3*, kusjuures tõkestilink libiseb vabalt hammastel. Toimub lasti tõstmine. Võlli *1* pööramise lõpetamisel (mehhanismi seiskamisel) hoitakse last antud kõrgusel hammastõkesti abil, pidur jääb suletud olekusse, sest lastimoment trumli võllil ei muuda oma suunda ei lasti tõstmisel, hoidmisel ega ka langetamisel.

Võlli *1* pöörlemisel lasti langetamise suunas püüab ketas *4* keermel paremale nihkuda ja vähendab pidurduspindadevahelist

normaaljõudu. Tõkestilink hambub tõkestirattaga ja ei võimalda selle pöörlemist. Pidurduspindade-vahelise normaaljõu vähenemisega väheneb ka hõõrdemoment ja algab hammasratta pöörlemine, koos sellega ka lasti langemine raskusjõu toimel.

Lasti vabal langetamisel on ketta *4* nurkkiirus väiksem võlli *1* nurkkiirusest. Ketta *4* ja võlli *1* nurkkiiruste võrdsustamisel tekib ketaste *2* ja *4* ja tõkestiratta vaheliste pidurduspindade pidev libisemine ja lasti langetamine toimub püsiva kiirusega. Siinjuures ketta *4* hammasrattale mõjuv, lastimomendist trumlivõllilt ülekantav moment M_h tasakaalustub hõõrdemomentidega keermel M_p ja pidurduspindadel M_T, s. o.

$$M_h = M_p + M_T \text{ Nm.}$$

Lastimoment trumlivõllil määratakse valemiga

$$M_L = z_{tr} S_1 \frac{D_{tr}}{2} = z_k \frac{10(Q+G)}{z_k \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} = \frac{10(Q+G)}{\frac{z_k}{z_{tr}} \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} =$$

$$= \frac{10(Q+G)}{K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm,} \qquad (149)$$

kus z_{tr} on trumlilt tulevate trossiharude arv;
S_1 — ühe trossiharu maksimaalne koormus N;
D_{tr} — trumli läbimõõt m;
Q — mehhanismi tõstevõime kg;
G — lasti haardeseadme kaal kg;
η_n — polüspasti kasutegur (tabel 3);
z_k — polüspasti kandvate trossiharude arv;
$K_n = \frac{z_k}{z_{tr}}$ — polüspasti ülekandearv.

Moment piduri hammasrattal

$$M_h = \frac{M_L \eta}{i} = \frac{10(Q+G)}{i K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm,} \qquad (150)$$

kus i on tõstemehhanismi ülekandearv trumlilt kuni pidurivõllini;
η — tõstemehhanismi kasutegur.

Keerme hõõrdemoment

$$M_p = K \frac{d_k}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \text{ Nm,} \qquad (151)$$

kus K on pidurile mõjuv aksiaaljõud N;
$d_k = \frac{d_v + d_s}{2}$ — keerme keskmine läbimõõt m;
α — trapetskeerme tõusunurk, $\alpha = 15$—$20°$;

ϱ — õlivannis töötava keerme hõõrdenurk, $\varrho = 2 \div 3°$ ja määratakse valemiga

$$\varrho = \frac{f}{\cos\frac{\beta}{2}},$$

kus β on keerme profiilinurk, $\beta = 30°$;
f — keermepaari hõõrdetegur (õlivannis), $f = 0{,}07$ hõõrdepaaril teras—pronks ja 0,06 hõõrdepaaril teras—malm.

Keerme tõusunurk mitme käiguga keerme korral on:

$$\alpha = \operatorname{arc\,tg}\frac{at}{\pi d_k},$$

kus a on keerme käikude arv, $a = 2 \div 4$;
t — keerme samm m.

Pidurimoment

$$M_T = Kfz\frac{D_k}{2}\ \text{Nm}, \qquad (152)$$

kus K on pidurile mõjuv aksiaaljõud N;
f — pidurduspindadevaheline hõõrdetegur,
z — hõõrdepindade paaride arv, $z = 1 \div 2$;
$D_k = \frac{D_v + D_s}{2}$ — pidurduspinna keskmine läbimõõt m.

Ketaste siseläbimõõt D_s valitakse olenevalt keerme välisläbimõõdust d_v, kusjuures $D_s \geqslant d_v$.

Välisläbimõõt võetakse:

$$D_v = (1{,}2 \div 1{,}6)D_s.$$

Pidurduspindadevaheline pilu peab olema $0{,}5 \div 0{,}8$ mm.

Piduri varutegur

$$k_t = \frac{M_T}{M_h} = 1{,}2 \div 1{,}3.$$

Antud tingimuse mittetäitmisel tuleb korrata arvutust, muutes D_k ja α väärtusi.

Momentide tasakaalu tingimus

$$M_h = M_p + M_T = K\frac{d_k}{2}\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + Kfz\frac{D_k}{2}\ \text{Nm}. \qquad (153)$$

Valemist (153) määratakse aksiaaljõud K koos pidurdusvaruga:

$$K = \frac{k_t M_h}{\frac{d_k}{2}\operatorname{tg}(\alpha+\varrho) + fz\frac{D_k}{2}} = \frac{2k_t M_h}{d_k \operatorname{tg}(\alpha+\varrho) fz D_k}\ \text{N}. \qquad (154)$$

Piduri tööpindade vaheline pindsurve

$$q = \frac{K}{\frac{\pi D_v^2}{4} - \frac{\pi D_s^2}{4}} = \frac{4K}{\pi(D_v^2 - D_s^2)} \leqslant [q] \text{ N/m}^2, \qquad (155)$$

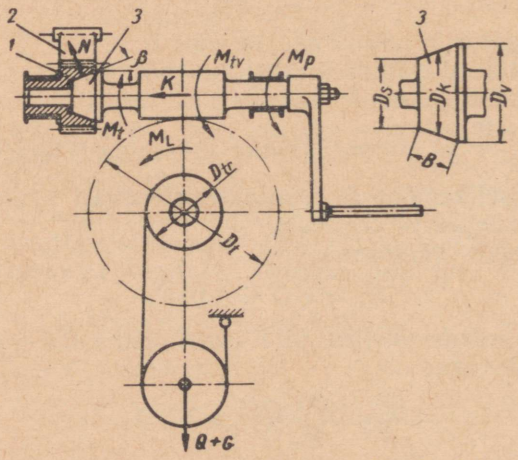
kus $[q]$ — lubatav pindsurve N/m² (tabel 31).

Keerme pindsurve leitakse valemiga

$$\sigma_s = \frac{4K}{\pi(D_v^2 - D_s^2)_n} \leqslant [\sigma]_s \text{ N/m}^2, \qquad (156)$$

kus d_v ja d_s on keerme välis- ja siseläbimõõt m;
n — mutri keermete arv;
$[\sigma]_s$ — lubatav pindsurve N/m², mis on $[\sigma]_s = 80 \cdot 10^5$ N/m² kontaktpaaril teras—pronks ja $[\sigma]_s = 50 \cdot 10^5$ N/m² — kontaktpaaril teras—malm.

Lasti mõjul püsiva pindsurvega töötavaid pidureid kasutatakse mitteisepidurdava tiguajamiga tõstemehhanismides (käsitalid ja -vintsid).



Joon. 54. Lasti mõjul töötav suletud süsteemiga koonuspidur.

Piduri tööpindade konstruktsiooni järgi liigitame need pidurid lasti mõjul töötavateks koonus- ja ketaspiduriteks.

Koonuspiduri variandi juures valmistatakse tiguajami tigu koos piduri koonusega *3* (joon. 54), mis paikneb sisekoonusega muhvis *1*, mille välispinnal on moodustatud tõkestiratta hammasvöö. Tõkestilingi *2* telg on kinnitatud mehhanismi raami külge. Pöörates vänta lasti tõstmise suunas, tekib piduri koonuspindadel teo aksiaaljõu K mõjul hõõrdejõud, mille tagajärjel pöörleb koos

tiguvõlliga ka muhv *1*. Tõkestilink libiseb vabalt muhvi hammastel. Tõstetud last hoitakse vajalikul kõrgusel hammastõkesti abil. Lasti langetamisel hambub link tõkestiratta hambaga ja tõkestab muhvi *1* pöörlemise, tiguvõll koos koonusega aga pöörleb. Tiguvõlli pööramiseks on vaja ületada koonuspindadevahelise hõõrdejõu moment, mis põhjustab koonuspindade kulumist.

Lasti mõjul töötava koonuspiduri arvutamiseks on vajalik teada tõstemehhanismi ja tiguajami parameetreid.

Trumli lastimomendi arvutame valemiga 149:

$$M_L = \frac{10(Q+G)}{K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm.}$$

Tiguvõllil mõjuva momendi võime määrata valemiga

$$M_{tv} = \frac{M_L \eta_t}{i_t} = \frac{10(Q+G)\eta_t}{i_t K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm,} \qquad (157)$$

kus i_t ja η_t on tiguajami ülekandearv ja kasutegur.

Tiguratta ringjõud on ühtlasi ka teo aksiaaljõud:

$$K = \frac{2M_L}{D_t} = \frac{10(Q+G)}{K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{D_t} \text{ N,} \qquad (158)$$

kus D_t on tiguratta jaotusringjoone läbimõõt m.

Koonuspinnal mõjuv normaaljõud

$$N = \frac{K}{\sin \beta} \text{ N.}$$

Koonuse kaldenurk β määratakse kiilumise tingimusest

$$\operatorname{tg} \beta \geqslant 1{,}2f,$$

kus f on koonuspaari hõõrdetegur (tabel 25).

Koonuspiduri pidurimoment

$$M_t = Nf \frac{D_k}{2} = \frac{Kf}{\sin \beta} \cdot \frac{D_k}{2} \text{ Nm,} \qquad (159)$$

kus D_k on koonuse keskmine läbimõõt m.

Koonuse väiksem läbimõõt sõltub teo välisläbimõõdust, kusjuures $D_s \geqslant d_t$.

Koonuse välisläbimõõt

$$D_v = (1{,}2 \div 1{,}6) D_s$$

ja koonuse keskmine läbimõõt

$$D_k = \frac{D_v + D_s}{2}.$$

Piduri varutegur peab olema:

$$k_t = \frac{M_t}{M_{tv}} = 1{,}2 \div 1{,}3.$$

Kui $k_t > 1{,}2 \div 1{,}3$, tuleb koonuse mõõtmeid muutes arvutust korrata.

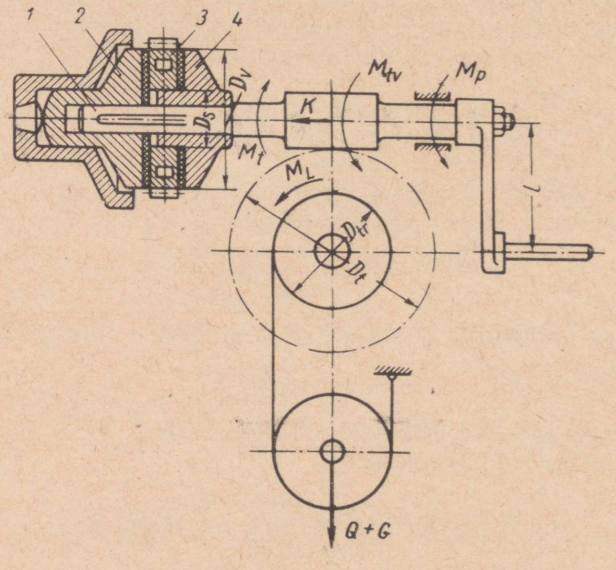
Koonuse pikkus määratakse arvutusega pindsurvele:

$$q = \frac{N}{D_k B} \leqslant [q] \text{ N/m}^2; \quad B = \frac{N}{\pi D_k [q]} = \frac{K}{\pi D_k [q] \sin \beta} \text{ m.} \qquad (160)$$

Koonuse täpsustatud mõõtmed:

$$D_v = D_k + B \sin \beta \quad \text{ja} \quad D_s = D_k - B \sin \beta.$$

Pidur on lasti mõjul pidevalt suletud ja pidurimoment on suurem kui lasti poolt tiguvõllile ülekantav moment. Seega lasti



Joon. 55. Lasti mõjul töötav aksiaalse suletud süsteemiga ketaspidur.

langetamisel peame vändaga või tõmberattaga arendama momendi, mis on suurem kui pidurimomendi ja teovõllil mõjuva momendi vahe, s. o.

$$M_0 = M_t - M_{tv} = k_t M_{tv} - M_t = (k_t - 1) M_{tv} \text{ Nm.} \qquad (161)$$

Et vähendada lasti langetamiseks vajalikku käitamismomenti,

seega ka tööjõu kulu, võetaksegi piduri varutegur minimaalsetes piirides $k_t = 1{,}2 \div 1{,}3$.

Lasti mõjul töötaval ketaspiduril (joon. 55) toimub pidurdamine ketaste lauppindade vahel teo aksiaaljõu mõjul tekkiva hõõrdejõu toimel. Tiguvõllile *1* kinnitatakse liistuga kettad *2* ja *4*, millede vahele on asetatud tõkesti hammasratas *3*. Tõkestiratas *3* on asetatud vabalt pöörlevalt ketta *4* rummule, kusjuures ketas *2* liigub võllil *1* aksiaalselt.

Lasti tõstmisel kettad *2* ja *4* ja nende vahele surutud tõkestiratas *3* pöörlevad koos tiguvõlliga. Hammastõkesti link libiseb vabalt tõkestirattal. Mehhanismi seiskamisel tõkestatakse lasti allaliikumine hammastõkestiga. Lasti langetamisel tõkestiratas *3* ei pöörle, kettad *2* ja *4* pöörlevad aga koos tiguvõlliga.

Antud ketaspiduri arvutamiseks peavad olema teada tõstemehhanismi ja tiguajami parameetrid.

Trumli võlli lastimomendi arvutame valemiga

$$M_L = \frac{10(Q+G)}{K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm.}$$

Moment tiguvõllil

$$M_{tv} = \frac{M_L \eta_t}{i_t} = \frac{10(Q+G)\eta_t}{K_n \eta_n{}^{it}} \cdot \frac{D_{tr}}{2} \text{ Nm.}$$

Tiguvõlli aksiaaljõud

$$K = \frac{2M_L}{D_t} = \frac{10(Q+G)}{K_n \eta_n} \cdot \frac{D_{tr}}{D_t} \text{ N.}$$

Pidurduspindade hõõrdejõu moment

$$M_t = zkf \frac{D_k}{2} \text{ Nm,}$$

kus z on hõõrdepinna paaride arv.

Ketaste tööpindade siseläbimõõt valitakse sõltuvalt konstruktsioonist, välisläbimõõt $D_v = (1{,}2 \div 1{,}6) D_s$ ja keskmine läbimõõt

$$D_k = \frac{D_v + D_s}{2}.$$

Piduri varutegur $k_t = 1{,}2 \div 1{,}3$.

Pindsurve piduri tööpindadel

$$q = \frac{4K}{\pi(D_v{}^2 - D_s{}^2)} \leqslant [q] \text{ N/m}^2.$$

Vända või tõmberatta vajaliku käivitamismomendi lasti langetamiseks arvutame valemiga (161):

$$M_p = Pl = P\frac{D}{2} = (k_t - 1)M_{tv} \text{ Nm},$$

käejõud

$$P = \frac{(k_t - 1)M_{tv}}{l} = \frac{2(k_t - 1)M_{tv}}{D} \text{ N},$$

kus l ja D on vända pikkus ja tõmberatta läbimõõt m.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED

1. Tõkestite ehitus ja tööviis.
2. Pakkpidurite konstruktsioonid.
3. Lintpidurite konstruktsioonid.
4. Piduri elektromagnetite konstruktsioonid.
5. Iseloomustada arvutusega pilu suuruse mõju lint- ja pakkpidurite tööle.
6. Kas tekib erinevus pidurdamisel, kui asendame pakkpiduri samade parameetritega lintpiduriga?
7. Tuua näiteid uutest pidurimaterjalidest.
8. Võrrelda aksiaalsete pidurite ja lasti mõjul töötavate pidurite ehitust ja tööprintsiipi.

§ 4. LIHTSAD TÕSTEMEHHANISMID

Kõige lihtsamaks tõsteabinõuks on plokid. Plokid liigitame töötamise printsiibi järgi liikumatuteks plokkideks, mis on ette nähtud painduva tõsteelemendi suuna muutmiseks (ka jõu suuna muutmiseks), ning liikuvateks jõu- ja kiirusplokkideks.

Liikumatul plokil on käitamisjõu poolt läbikäidud tee võrdne lasti tõstekõrgusega (joon. 56, *a*), s. o.

$$h_1 = H \text{ m}.$$

Käitamisjõud on mõningal määral suurem lasti raskusjõust, mis on tingitud ploki takistusest, ja nimelt

$$S_1 = \frac{10Q}{\eta} \text{ N}, \qquad (162)$$

kus η on ploki kasutegur.

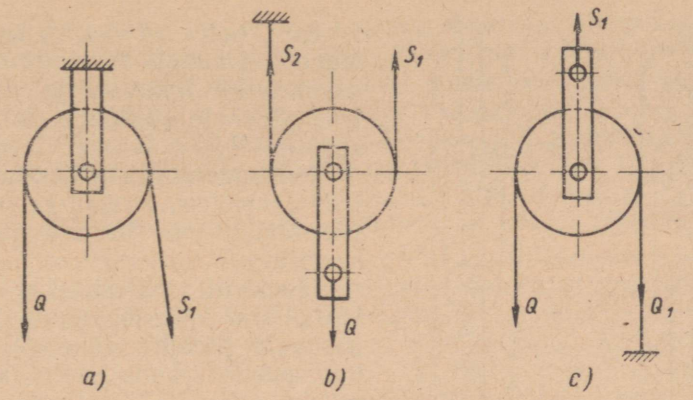
Ploki takistusteguriks nimetame kasuteguri pöördväärtust

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta}. \qquad (163)$$

Seega

$$S_1 = 10Q\varepsilon \text{ N}.$$

Ploki takistustegur oleneb plokiratta laagri tüübist, määrimi-



Joon. 56. Lastiplokid:
a — liikumatu blokk jõu suuna muutmiseks; *b* — liikuv jõuplokk; *c* — liikuv kiirusplokk.

sest ja painduva tõsteelemendi jäikusest. Konsistentse määrdega määritavate liugelaagritega keti- ja trossiplokkidel võetakse $\eta = 0{,}94 \div 0{,}96$ ja $\varepsilon = 1{,}06 \div 1{,}04$.

Veerelaagritega plokkidel on $\eta = 0{,}97 \div 0{,}08$ ja $\varepsilon = 1{,}03 \div 1{,}02$.

Liikuval jõuplokil (joon. 56, *b*) jagatakse lasti raskus kahele trossiharule, kusjuures vedav trossiharu on lasti tõstmisel enam koormatud:

$$S_2 = \frac{10Q}{2} \text{ N}; \quad S_1 = \frac{S_2}{\eta} = \frac{10Q}{2\eta} \text{ N}. \tag{164}$$

S_1 poolt läbikäidud tee on aga kaks korda suurem lasti tõstekõrgusest

$$h_1 = 2H \text{ m}.$$

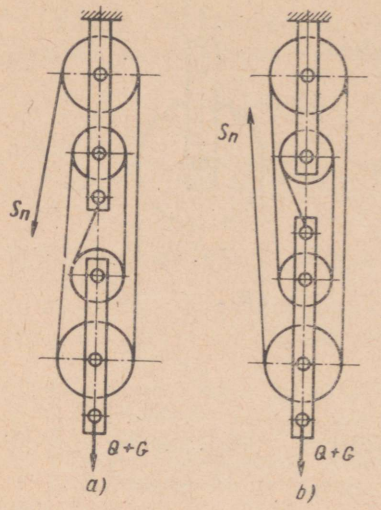
Liikuval kiirusplokil (joon. 56, *c*) on käitamisjõud enam kui kaks korda suurem lasti raskusjõust, s. o.

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta}; \quad S_1 = 10(Q + Q_1) = 10\left(Q + \frac{Q}{\eta}\right) =$$
$$= 10Q\left(1 + \frac{1}{\eta}\right) = 10Q(1 + \varepsilon) \text{ N}. \tag{165}$$

S_1 poolt läbikäidud tee on aga kaks korda väiksem lasti tõstekõrgusest

$$h_1 = \frac{H}{2} \text{ m}.$$

Üksikplokke kasutatakse ainult väikese massiga lastide tõstmiseks, kusjuures kandvate trossiharude arv on mitte üle kahe.



Joon. 57. Lihtsad polüspastid: *a* — liikumatu; *b* — liikuv.

Kui last on vaja riputada enam kui kahele trossiharule, siis kasutatakse liikuvate ja liikumatute plokkide süsteeme, nn. polüspaste.

Polüspaste rakendatakse üksikult ja paaris, kusjuures peamist kasutamist on leidnud jõupolüspastid.

Olenevalt sellest, kas vedav trossiharu jookseb liikumatult või liikuvalt plokilt, nimetatakse ka polüspaste liikumatuteks ja liikuvateks (joon. 57, *a* ja *b*).

Liikumatu polüspasti vedava haru koormus on:

$$S_n = \frac{10(Q+G)}{z_k \eta^z} \frac{10(Q+G)\varepsilon^z}{z_k} \text{ N}, \quad (166)$$

kus Q on lasti mass kg;

G — haardeseadmete mass (koos polüspasti alumise plokiga) kg;

z_k — kandvate trossiharude arv;

η ja ε — ploki kasutegur ja takistustegur;

z — polüspasti plokkide arv.

S_n poolt läbikäidud tee h_n on:

$$h_n = z_k H \text{ m}.$$

Liikuval polüspastil (joon. 57, *b*) saame vedava trossiharu koormuseks

$$S_n = \frac{10(Q+G)}{(z_k+1)\eta^z} = \frac{10(Q+G)\varepsilon^z}{z_k+1} \text{ N}$$

ja

$$h_n = (z_k+1)H \text{ m}. \quad (167)$$

Lihtsaid polüspaste (joon. 57) kasutatakse üksikult takelaažitöödel, pingutusseadmetes ja koos käsivintsidega.

Üksikute, lihtsate polüspastide rakendusala on tõstemasinates küllaltki piiratud nende suurte gabariitide ja lasti kõikumisvõimaluse tõttu, kui kõik trossiharud asuvad ühel tasapinnal. Puuduseks on ka lasti horisontaalne ümberpaigutus tõstmisel ja langetamisel, juhul kui kasutatakse liikuvat polüspasti ja ühesuunalist trumlit, kus tross liigub kogu trumli pikkuses.

Kraanade tõstevintsidel kasutatakse tavaliselt paarispolüspaste, mis on kujundatud kahest lihtsast paralleelselt töötavast

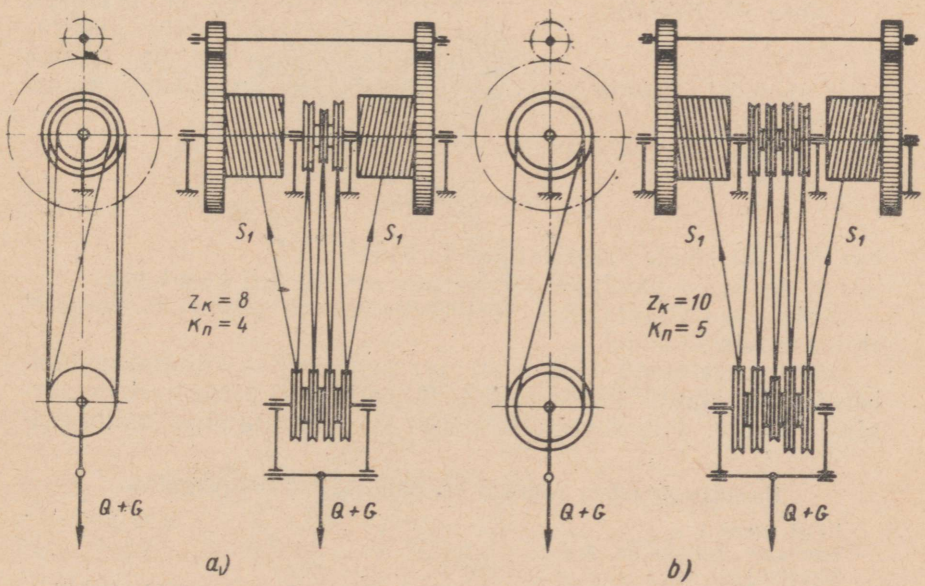
polüspastist, mille plokid on koondatud eraldi liikumatusse ja liikuvasse rakendisse (joon. 58). Antud juhul keritakse kahelt liikuvalt plokirattalt tulevad trossid ühele või kahele trumlile, millel on vastavalt parempoolne ja vasakpoolne keere. Paarispolüspasti korral kandvate trossiharude arv kahekordistub ja nende koormus väheneb, mis võimaldab vähendada trossi, plokiratastе ja trumli läbimõõte, kindlustab lasti tõstmisel ja langetamisel selle liikumise vertikaalsuunas ja püsiva asendi.

Lasti tõstmisel ja langetamisel on paarispolüspastil üks plokiratastest seisev (tavaliselt paaritu arvu plokiratastega rakenduse keskmine plokiratas) ja täidab tasakaalu-plokiratta ülesannet. Tasakaalu-plokiratas on nagu ühenduslüliks kahe üksikpolüspasti vahel, võimaldab koormust kõigi kandvate trossiharude vahel ühtlaselt jagada, kindlustab trossiharude koormamisel nende ühtlase pikkuse ja väldib polüspasti liikuva plokirakenduse kaldasendit.

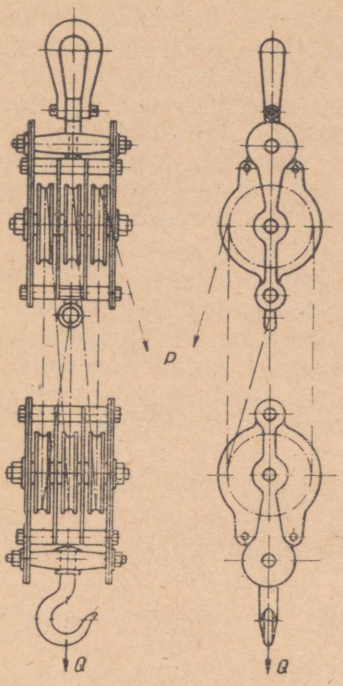
Kuna trossi tasakaalu-plokirattal ei painutata korduvalt, võetakse tasakaalu-plokiratta läbimõõt väiksem, s. o. $0{,}6D_{pl}$.

Trumlile keritavate vedavate trossiharude koormuseks saame:

$$S_1 = \frac{10(Q+G)}{z_k \eta_n} \text{ N}, \tag{168}$$



Joon. 58. Kaksikpolüspastid:
a — kaheksa kandva trossiharuga; *b* — kümme kandva trossiharuga.



Joon. 59. Köistali.

kus Q on tõstetava lasti mass kg;
G — haardeseadme ja polüspasti alumise plokirakenduse mass kg;
z_k — kandvate trossiharude arv.

Trumlile keritavate trossiharude pikkus

$$h_1 = \frac{z_k}{z_{pl}} H = K_n H \text{ m.} \qquad (169)$$

Nagu valemitest (168) ja (169) selgub, väheneb kandvate trossiharude arvu suurendamisel nende koormus, vastavalt suureneb aga vedava trossiharu teekond ja väheneb lasti tõstekiirus kõigi teiste võrdsete tingimuste juures.

Talideks nimetame gruppi käsiajamiga tõstemehhanisme, mis oma põhikujunduses võimaldavad väikese massiga lastide tõstmist piiratud kõrgusele. Talid liigitame köis-, hammasratas- ja tigutalideks.

Köistalil (joon. 59) on, erinevalt lihtsast polüspastist, mitu plokiratast nii liikumatu kui ka liikuva ploki telgedel. Painduvaks tõsteelemendiks on enamikul juhtudel kanepist köis.

Köistali tõstevõime määrame valemiga

$$Q = \frac{1}{10} P z_k \eta_n, \qquad (170)$$

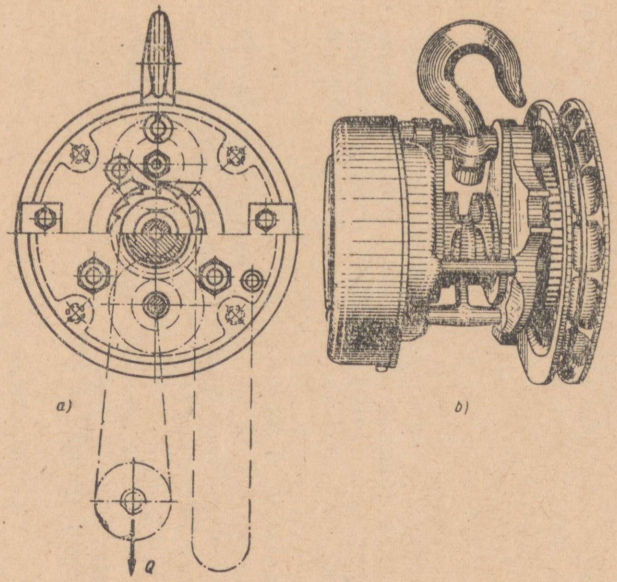
kus P on köiele rakendatud käejõud N;
z_k ja n_n — kandvate köieharude arv ja tali kasutegur.

Köistalisid kasutatakse võrdlemisi harva, peamiselt kergetel ehitus-montaažitöödel.

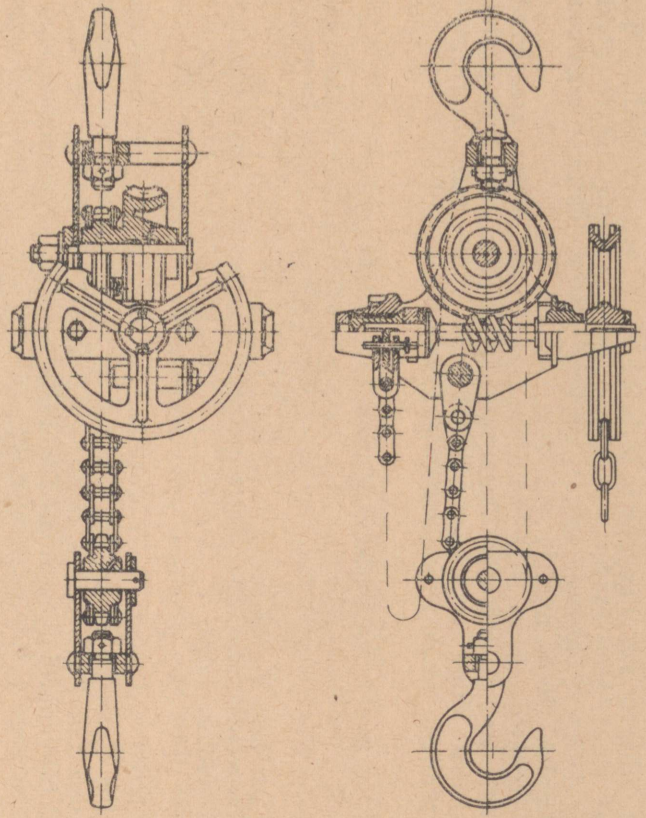
Hammasratastali (joon. 60) veetav ketiratas käitatakse tõmberatta ja lõputu kalibreeritud lüliketi abil planetaarhammasajami kaudu. Painduva tõsteelemendina kasutatakse kalibreeri-

Hammasratastalide tehniline karakteristika (GOST 2799-54)

Lasti mass t	0,25 ÷ 10
Kandvate ketiharude arv	1 ÷ 4
Tõstekõrgus m	3
Tõmberattale rakendatav jõud N	(22 ÷ 55) 9,81
Tõstekiirus m/min	2,65 ÷ 0,13
Tali mass kg	25 ÷ 280



Joon. 60. Hammasratastali:
a — lõige; *b* — üldvaade.



Joon. 61. Tigutali.

tud lüliketti või ligendketti, mis haardub veetava ketirattaga. Last riputatakse konksu otsa, mis on kinnitatud liikuva ploki telje külge. Piduriks kasutatakse lasti mõjul töötavat muutuva aksiaalse jõuga pidurit.

Tigutalil (joon. 61) on planetaarhammasajam asendatud tiguajamiga ja piduriks kasutatakse lasti mõjul töötavat püsiva aksiaalse jõuga koonus- või ketaspidurit. Muus osas on tigutali tööprintsiip analoogiline hammasratastaliga.

Tigutalide tehniline karakteristika

	Kalibreeritud lüliketiga talid (GOST 1107-62)	Liigendketiga tigutalid tehasest «Krasnõi blok»
Lasti mass t	1—12,5	1—10
Tõmberattale rakendatav jõud N	(35 ÷ 75) 9,81	(33 ÷ 65) 9,81
Tõstekiirus m/min	0,15—1,2	0,11—0,6
Tali mass kg	32—410	41—520

Juhul kui peale lasti tõstmise on vajalik ka selle horisontaalne ümberpaigutus, riputatakse tali lakke kinnitatud roopal liikuva talivankri külge (joon. 62). GOST 47-54 järgi on liikuvad talivankrid tüüp A (tõstevõimega 1 ÷ 5 t) varustatud käsikäitamisega sõidumehhanismiga, kuna tüüp Б (tõstevõimega 0,5 ÷ 1 t) ei oma käitamismehhanismi ja liikumine toimub tõukamisega.

Vintsid on laialt rakendatavad lastide tõstmisel ja ümberpaigutamisel ehitus-, montaaži-, remondi- ja laadimis-lossimistöödel. Vintsid liigitatakse: käitamise iseloomu järgi — käsi- või mehaanilise käitamisega vintsideks, painduva tõsteelemendi järgi — tross- või kettvintsideks, ajami tüübi järgi — hammasratas-, tigu-, hõõrd-, rihm- või kombineeritud ajamiga vintsideks, paigutuse järgi — statsionaarseteks (põranda-, seina-, lae- või rippuvateks vintsideks) ja liikuvateks (kantavateks) vintsideks.

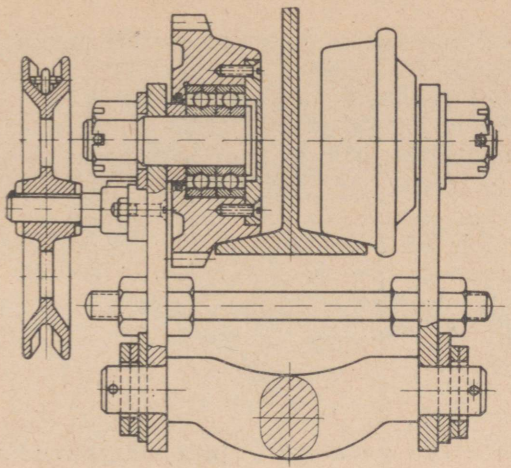
Vints koosneb raamist, ajamist, trumlist, tõkestus- ja piduriseadmetest. Tavaliste vintside trumlid ei ole soonestatud ja painduvat tõsteelementi on lubatav kerida mitmekihiliselt.

Käsivintsid on varustatud hammastõkestiga, ohutu vändaga ja lint- või lasti mõjul töötava piduriga. Käsivintsid kinnitatakse või toetatakse põrandale (joon. 63, *a*) või seinale (joon. 63, *b*). Jõuülekanne teostatakse peamiselt hammasajamitega, mõningatel väiksema tõstevõimega seinavintsidel kasutatakse ka mitteisepidurdavat tiguajamit.

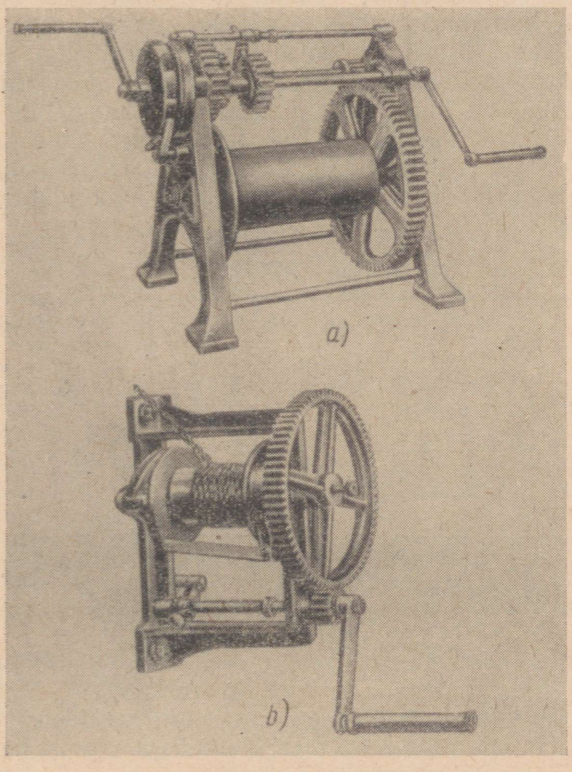
Vintsi tõstevõime ja koos sellega ka mõõtmed olenevad ajami ülekandearvust.

Lasti moment trumli võllil

$$M_L = \frac{S_1 D_{tr}}{2\eta_n} \text{ Nm}, \qquad (171)$$



Joon. 62. Käsikäitamisega talivanker.



Joon. 63. Käsikäitamisega vintsid:
a — põrandale kinnitatav; *b* — seinale kinnitatav.

kus S_1 on trumlile keritava painduva tõsteelemendi maksimaalne koormus N;
D_{tr} — trumli läbimõõt m;
η_n — plokkide kasutegur.

Vända käitamismoment

$$M_p = P_p l \text{ Nm}, \qquad (172)$$

kus P_p on vändale rakendatud jõud; ühe töölise korral olenevalt tööperioodi pikkusest $P_p = 100 \div 300$ N;
l — vända õla pikkus m.

Vintsi ajami ülekandearv

$$i = \frac{M_L}{M_p \eta},$$

kus η on vintsi ajami kasutegur; tiguajamiga vintsidel $\eta = 0{,}6$, hammasratastega — $\eta = 0{,}8$.

Ülekandearvu muutmise eesmärgil kasutatakse vintsidel ka vahetatavaid hammasrataspaare või kujundatakse hammasajam mitmekäigulisena. Koos ülekandearvu muutmisega muutub ka lasti tõstekiirus, vändale rakendatav jõud ja tõstevõime.

Käsivintsidel on kuni kolm hammasrataspaari ühe paari ülekandearvuga mitte üle $i = 6$. Kui arvutusega saadakse suurem ülekandearv, siis suurendatakse vändale rakendatavat jõudu (kuni kaks töölist). Tabelis 32 on toodud käsivintside tehniline karakteristika.

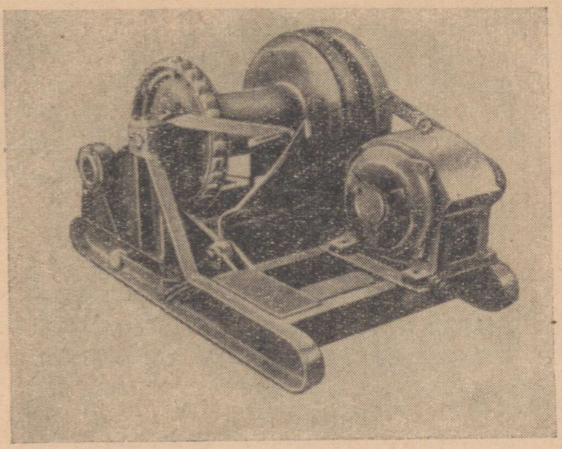
Tabel 32

Käsivintsid (GOST 7014-63)

Vintsi tüüp	Trossi tõmbejõud kn	Trossi läbimõõt mm	Trumli läbimõõt mm	Trossi kihtide arv	Trossi pikkus m	Väntade arv	Vända pikkus mm	Käikude arv	Vintsi gabariitmõõdud (ilma vändata) mm			Vintsi mass kg
									pikkus	laius	kõrgus	
ЛР-1,25	1 · 9,81	11,0	180	5	100	2	400	2	600	700	800	180
ЛР-3,2	3,2 · 9,81	16,5	260	5	100	2	400	2	780	750	1000	320
ЛР-3,2	5,0 · 9,81	21,0	340	6	150	2	400	2	970	950	1020	520
ЛР-8	8,0 · 9,81	27,5	450	6	200	2	400	2	1370	1150	1220	1000

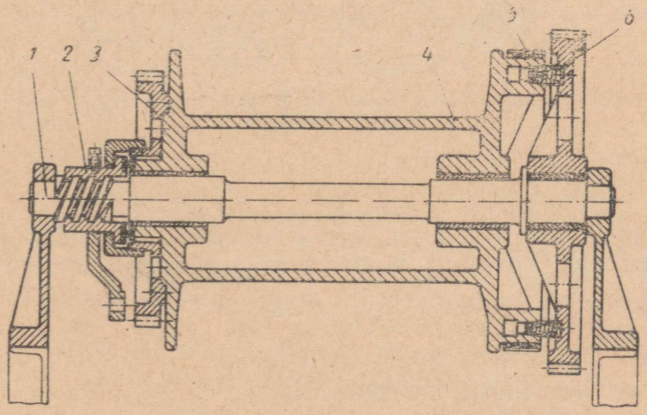
Mehaanilise käitamisega vintse kasutatakse nii iseseisvate tõste-transportseadmetena, kui ka keerulisemate tõstemasinate tõstemehhanismidena. Jõuagregaadina on kasutusel vahelduvvoolu elektrimootor, millel on sisepõlemisega mootorite, pneumomootorite jt. ees märgatavaid eeliseid.

Elektrilisel vintsil joon. 64 käitatakse trumli võlli elektri-



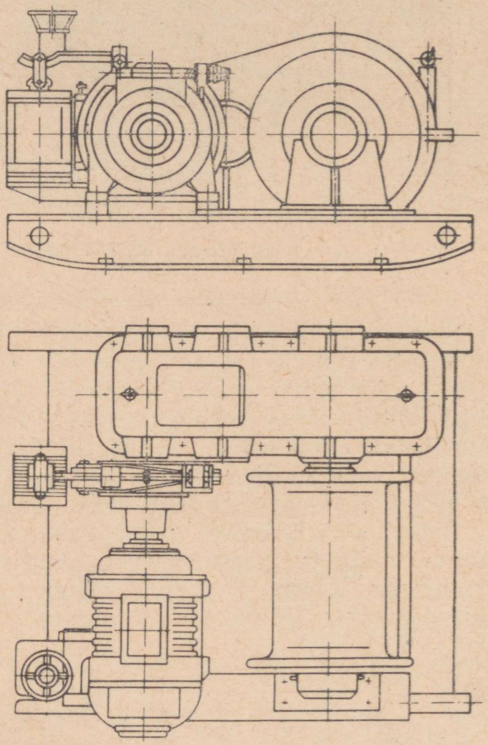
Joon. 64. Elektriline vints.

mootorilt kiilrihmajamiga. Võlli ühendamine trumliga toimub hõõrdsiduri abil, mille tööviis selgub jooniselt 65. Trummel *4* toetub võllile *1* ja võib sellel vabalt pöörelda. Trumli üks äärikutest on kujundatud koonussidurimuhvina, mille välispind moodustab piduritrumli tööpinna, teise ääriku külge on kinnitatud hammastõkesti ratas *3*. Piduriks on lintpidur *5*. Vintsi juhtimine toimub jalg- ja käsihoobadega või automaatselt koos hõõrdsiduriga. Siduri sisselülimisel pidur vabaneb. Siduri sisse- ja väljalülitamine toimub keermestatud võlliosale asetatud muhvi *2* pööramisega. Muhv *2* toetub trumli rummu otsale. Surudes trumlit paremale lülime siduri pooled.



Joon. 65. Elektrilise vintsi trumli lülitus hõõrdsiduriga.

ВНИИПМАШ elektrilistel vintsidel (joon. 66) on lahtised ülekanded asendatud standardse reduktoriga PM ja puuduvad sidur ning hammastõkesti. Reduktori väljuv võll ühendatakse trumliga hammassiduri abil. Mootori võll ühendatakse reduktori vedava võlliga elastse tapp-pukssiduri või spetsiaalse hammassiduri abil. Piduriks on kahe pakuga, elektrohüdraulilise



Joon. 66. Unifitseeritud elektriline vints (ВНИИПТМАШ).

tõukuriga pidur. Pidur on asetatud reduktori vedavale võllile.

Vintsi elektrimootori võimsus määratakse valemiga

$$N = \frac{S_1 v_Q}{\eta} \text{ W}, \qquad (173)$$

kus S_1 on trossiharu koormus N;
v_Q — lasti tõstekiirus (trumli ringkiirus) m/s;
η — ajami kasutegur.

Trumli pöörete arv

$$n_{tr} = \frac{60 v_Q}{\pi D_{tr}} \text{ p/min},$$

kus D_{tr} on trumli läbimõõt m.

Reduktori (ajami) ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_{tr}},$$

kus n_m ja n_{tr} on vastavalt mootori ja trumli pöörete arv minutis.

Vastavalt arvutatud ülekandearvule valitakse reduktor (või lahtised hammasajamid). Elektriliste vintside karakteristika on toodud tabelis 33.

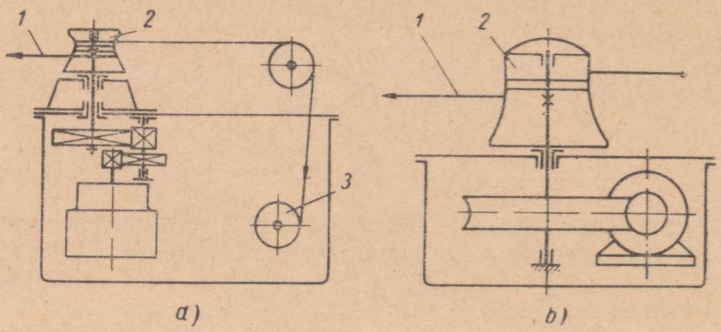
Tavaliste vintside kõrval, mille puhul tross kogutakse trumlile kerimisega, kasutatakse ka hõõrdetrumliga vintse, nn. spille (joon. 67). Selliste vintside trumlid paigutatakse kas horisontaalselt või vertikaalselt. Painduva tõsteelemendi *1* (tavaliselt tross) üks ots kinnitatakse transporteeritava eseme külge, asetatakse paar keerdu ümber trumli *2* ja teise otsa rakendatakse kas käsijõud (joon. 67, *b*) või abivints *3* (joon. 67, *a*). Trossi vajalik tõmbejõud saadakse trumli ja trossi vahelise hõõrdejõu toimel (arvutatav Euleri valemitega). Trumli ümber asetatud trossi keerdude arv on lasti transporteerimise perioodil püsiv.

Tungraud. Lasti kergitamiseks ja hoidmiseks väiksel kõrgusel kasutatakse remont-, montaaži- ja paigutustöödel tungraudasid. Tungraudade iseärasuseks on nende paigutamine lasti alla ja äärmiselt väike tõstekiirus. Tungraud on väikese gabariidiga, kuna puuduvad sellised tõstemehhanismi elemendid, nagu painduv tõsteelement, haaramiselement, plokid ja trummel. Tungrauaga kindlustatakse lasti sujuv tõstmine ja hoidmine täpselt määratud kõrgusel. Juhul kui tungraua tõstekõrgus ei ole piisav, toimub lasti tõstmine järguliselt, toetades lasti liiprite või pakkudega. Tungrauaga on võimalik nii lasti tõstmine kui ka horisontaalne ümberpaigutus. Tungraudade tõstevõime on määratletud GOST 1682-56-ga.

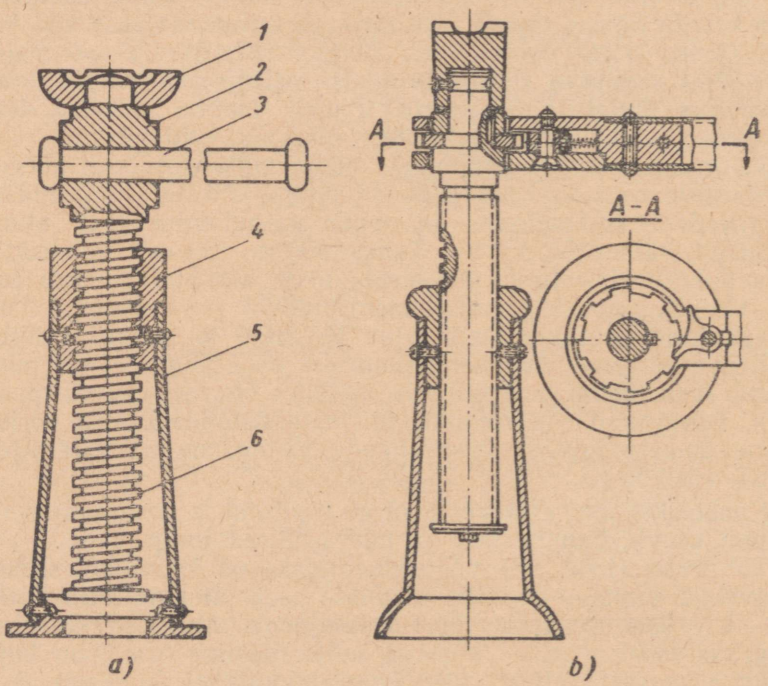
Konstruktsiooni erinevuste järgi liigitatakse tungrauad kolme gruppi: kruvi-, hammaslatt- ja hüdraulilised tungrauad.

Tungraua (joon. 68) põhielementideks on kooniline, sisemise õõnsusega sammas *5*, mille ülemisse ossa on kinnitatud mutter *4* — tavaliselt trapets- või ruutkeermega. Mutrisse keeratakse tungraua tööelement — kruvi *6*, mille ülemine osa *2* on kujundatud vastavalt sellele, kas kruvi pööratakse hoovaga *3* või ruumiliselt piiratud tingimustes hammastõkestiga hoovaga (joon. 68, *b*). Kruvi ülemisele lõpposale toetub vabalt pöörlevalt ja mõningase nurgiasetuse võimalusega pea *1*.

Tõstetud lasti horisontaalseks ümberpaigutamiseks kasuta-



Joon. 67. Hõõrdetrumliga vintsid:
a — silinder-hammasajamitega; *b* — tiguajamiga.



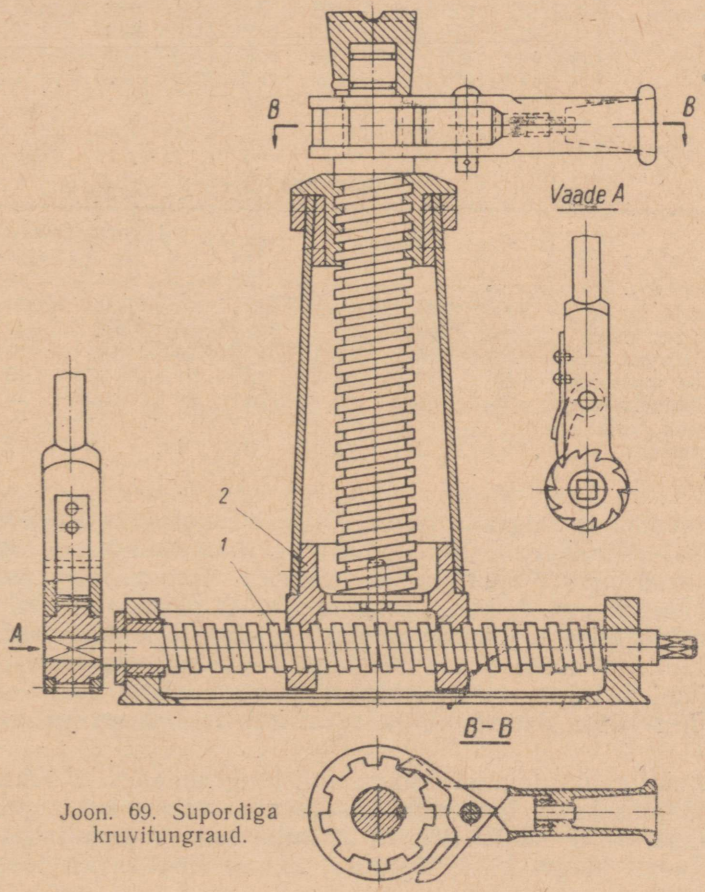
Joon. 68. Kruvitungrauad:
a — lihtsa hoovaga; *b* — hammastõkestiga ja hoovaga.

takse tungrauaaluseid suporte (joon. 69). Lasti horisontaalne ümberpaigutus toimub kruvi *1* pööramisega, kusjuures mutter *2* on ühendatud tungraua sambaga. Mutter *2* on kujundatud vastavate juhtpindadega, mis toetuvad supordi pealispinna servadele.

Tõstekiiruse suurendamiseks kasutatakse kaksikkruviga tungraudu. Kumbki kruvi on antud juhul erisuunalise keermega, kusjuures sisemise kruvi mutter on moodustatud õõnsa väliskruvi ülemisse ossa. Väliskruvi pööramine tingib üheaegselt ka sisemise (mittepöörleva) kruvi tõusu, kuna viimase mutter on antud juhul pöörlev.

Kruvitungraua kasutegur $\eta = 0{,}3 \div 0{,}4$. Madala kasuteguri põhjustab isepidurduv keere, mis ei võimalda ka lasti vabalt allavajumist.

Tabelis 34 on toodud mõningate tavaliste kruvitungraudade karakteristika.



Joon. 69. Supordiga kruvitungraud.

Tabel 33

Elektrilised vintsid

Vintsi tüüp	Lasti mass t	Tõstekiirus m/min	Trumli läbimõõt mm	Trossi läbimõõt mm	Trossi mahutavus m	Mõõtmed mm			Mootor		Vintsi mass kg
						pikkus	laius	kõrgus	võimsus kW	pöörete arv p/min	
ВНИИПТМАШ	1,5	49	300	13	220	1400	1350	1000	13,5	975	1030
„	3	43	475	17,5	260	1500	1475	1210	23	720	1950
„	5	39	525	24	260	1950	1730	1250	32	725	3440
„	10	34	600	32,5	220	2550	2270	1400	64	585	5375
Л-1001	1	28,2	168	11	75	930	813	920	4,5	1440	287
Л-3-50	3	30	300	17,5	260	1515	1460	836	16	720	1426
Л-5-50	5	29,8	426	22	450	1775	1563	793	22	720	1861
Л-7,5	7,5	31	500	26	130	1586	1521	973	30	975	2252
«Tsentroenergo-montaaž»	0,5	13	270	8,7	125	940	410	450	4,3	1450	248
„	1,5	16,5	219	13	212	1120	1116	653	5	910	725
„	3	16,5	325	19,5	268	1550	1400	1130	11	715	1353
„	5	14,1	377	24	259	1700	1540	1070	16	720	1800

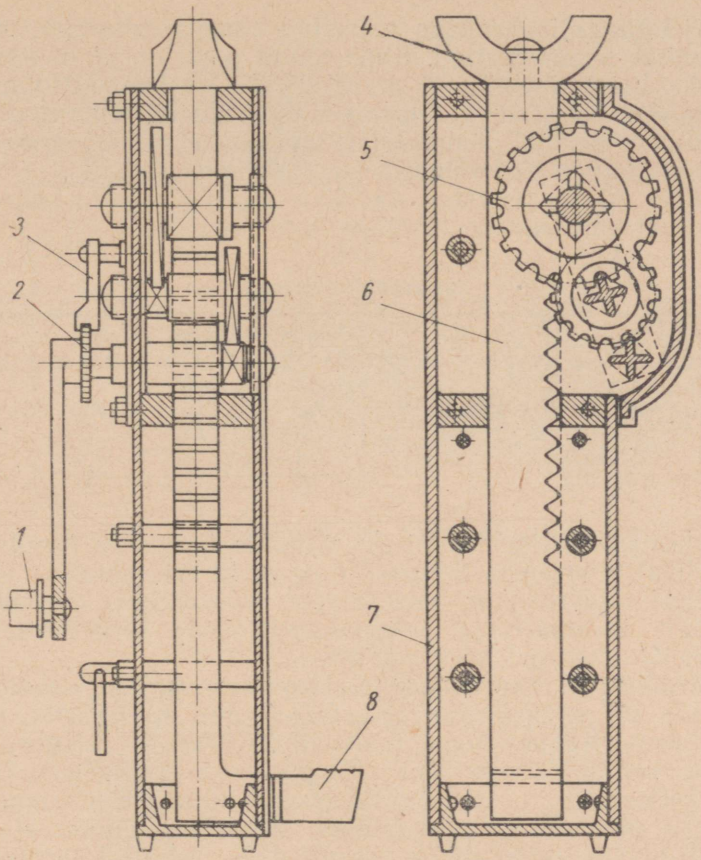
Tabel 34

Kruvitungrauad

	Hoovaga				Hammastõkestiga ja hoovaga			
Tõstevõime kg	3000	500	10 000	15 000	5000	10 000	15 000	20 000
Tõstekõrgus mm	130	300	330	350	300	330	350	290
Minim. kõrgus mm	300	510	560	610	510	585	610	670
Tungraua mass kg	6,5	17	28	38	21	37	48	92
Kruvi läbimõõt mm	35	45	60	66	50	—	—	—
Tõstmiseks vajalik tööliste arv	1	1	2	2	1	2	2	2

Hammaslatt-tungraua (joon. 70) tõsteelemendiks on ristkülikukujulise ristlõikega sirghammastega hammaslatt *6*, mis on paigutatud kere *7* juhtpindade vahele. Hammaslati ülemisele otsale toetub pea *4*, kuna alumine ots on painutatud 90° all ja moodustab teise toetamise abinõu — käpa *8*. Lasti tõstmine ja langetamine toimub ohutu vändaga *1* üle mitmeastmelise hammasajami *5*. Käpaga *8* on võimalik tõsta madalal asetuvat lasti, kusjuures käpa tõstevõime on tavaliselt pool tungraua tõstevõimest.

Ise mittepidurduvatel hammaslatt-tungraudadel võib kasutada lasti tõstmiseks ja langetamiseks tavalist vänta, kuid igal juhul on vända võllil hammastõkesti *2*, mille link on kinnitatud tungraua raami külge. Lasti tõstmisel libiseb link vabalt tõkestirat-



Joon. 70. Hammaslatt-tungraud (ühepoolse hammaslatiga).

tal, vända seiskamisel aga hoiab lasti üleval. Lasti langetamisel on link välja lülitatud.

Vända pikkus on tavaliselt $200 \div 250$ mm, ühe hammasrataspaari ülekandearv on $4 \div 6$ ja väikeste hammasrataste hammaste arv $z = 4 \div 5$.

Hammaslatt-tungraua kasutegur on ühe hammasrataspaari korral 0,85, kaheastmelise hammasülekande korral 0,7.

Arvestades latiga hambuva hammasratta väikest hammaste arvu, toimub hambumine vaid ühe hamba kaudu. Tungraua konstrueerimisel tuleb seda arvestada ja vastavalt suurendada hamba mõõtmeid.

Hammaslati hammaste koormuse ühtlustamise eesmärgil kasutatakse ka kahepoolsete hammastega hammaslatte. Sel juhul toimub tungraua käitamine kahe tiguajamiga (vasak- ja parem-

poolse käiguga) ja nendega seostatud hammasratastega, mis on hambumises hammaslatiga. Kuna antud juhul on ajam isepidurduv, siis lisapidurseadmeid ei rakendata. Sellise latt-tungraua kasutegur on väiksem kui tavalisel hammaslatt-tungraual.

Peale vaadeldud hammaslatt-tungraudade kasutatakse ka liigend-tungraudu tõstevõimega kuni 10 tonni.

Tabelis 35 on esitatud tavaliste ühepoolselt hammastatud hammaslatt-tungraudade tehniline karakteristika.

Tabel 35

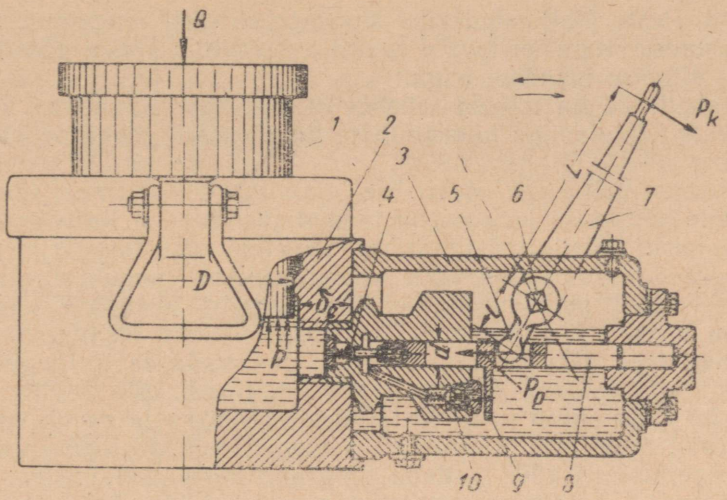
Hammaslatt-tungraud

Tõstevõime kg	3000	5000	8000	10 000
Lati ristlõige mm	60 × 34	65 × 36	70 × 40	75 × 45
Tõstekõrgus mm	350	400	375	375
Tungraua minimaalne kõrgus mm	700	800	850	850
Käpa minimaalne kõrgus mm . .	50	55	70	75
Vajalik tööliste arv	1	1	2	2
Tungraua mass kg	35	45	57	73

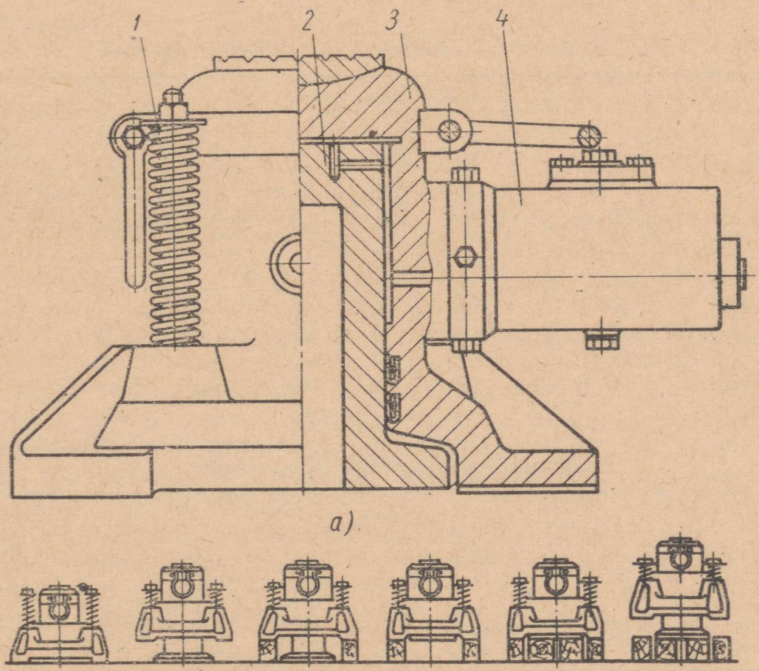
Raskemate lastide tõstmiseks väiksele kõrgusele kasutatakse hüdraulilisi tungraudu. Selliseid tungraudu rakendatakse näiteks elektriliste sildkraanade sõiduratastе vahetamisel, masinate ja tööpinkide montaažil ja paigutamisel nende kergitamiseks ja hoidmiseks määratud kõrgusel jne.

Hüdrauliliste tungraudade iselooomustavamaks iseärasuseks on nende kõrge kasutegur ($\eta = 0{,}75—0{,}80$), sujuv käik, peatamise täpsus, isepidurduvus, väike tõstekiirus ja -kõrgus, kompaktsus, vedeliku kõrge rõhk silindris, suur tõstevõime. Eristatakse perioodilise ja pideva tööviisiga hüdraulilisi tungraudu. Esimesed on tavaliselt käsiajamiga, teised mehaanilise ajamiga.

Käsiajamiga hüdrauliline tungraud on esitatud joonisel 71. Hoova *7* pööramisel vasakule ümber telje *6* nihutab tõukur *5* kolvi *8* paremale. Surveklapi *4* suletud asendi korral pääseb vedelik avatud imevklapi *10* kaudu pumba silindrisse. Hoova *7* pööramisel paremale liigub kolb *8* vasakule, vedelikus tekkinud rõhu tagajärjel avaneb surveklapp ja sulgub imevklapp ning vedelik juhitakse silindrisse *2* kolvi *1* alla. Vedeliku mahu suurenemise tagajärjel tõuseb kolb *1* koos lastiga *Q*. Lasti langetamiseks tuleb hooba *7* pöörata paremale äärmisesse seisu, mille tagajärjel kolvi ees asuv varras avab klapi *4*, kolvi külge kinnitatud nokk *9* avab klapi *10* ja töösilindris asuv vedelik pääseb vabalt anumasse *3*. Lasti langetamise kiirust saab seejuures reguleerida klappide *4* ja *10* avamise ulatusega. Lasti tõstmisel on hoova *7* käik paremale piiratud. Kolvi *1* tihendamiseks kasutatakse nahast valmistatud «U»-kujulise ristlõikega mansett-tihendit. Tööohutuse kindlustamiseks — lasti võimaliku vabalangemise vältimiseks manseti juhusliku purunemise korral — on soovitav tõstmise käigus asetada kolvi *1* äärise ja silindri *2* vahele vaherõngad või



Joon. 71. Käsikäitamisega hüdrauliline tungraud.



Joon. 72. Elektrilise käitamisega hüdrauliline tungraud:
a — üldvaade; *b* — töötamise järjekord.

pakud. Peale ülaltoodud viisi kasutatakse lasti langetamiseks ka väljastpoolt reguleeritavaid ventiile. Vedeliku rõhku töösilindris kontrollitakse manomeetriga.

Tabelis 36 on toodud tehases «Leninskaja Kuznitsa» valmistatavate käsiajamiga hüdrauliliste tungraudade tehniline karakteristika.

Pideva tööviisiga elektrilise ajamiga hüdrauliline tungraud ja selle käitamise iseloom on toodud joonisel 72. Kolbpumbast *4* suunatakse vedelik töösilindrisse. Vedeliku rõhu tagajärjel tõuseb silinder *3* antud juhul koos vedelikuanuma, pumba ja lastiga, kuna kolb *2* jääb tugielemendiks. Silindri tõstmisel surutakse kokku vedrud *1*. Kui silindri paiknemisel selle ülemises asendis asetada toed silindri käppade alla ja avada lasti langetamise ventiil, siis vedrude *1* surve tagajärjel liigub kolb *2* üles (kuna silinder *3* on antud juhul toetatud elemendiks) ja surub vedeliku silindrist anumasse. Järgnevalt asetame toed kolvi põhja alla ja tõsteoperatsioon võib korduda tungraua ümberasetamiseta.

Pideva tööviisiga mehaanilise ajamiga hüdrauliliste tungraudade «Perpetuum» tehniline karakteristika on toodud tabelis 37.

Tabel 36

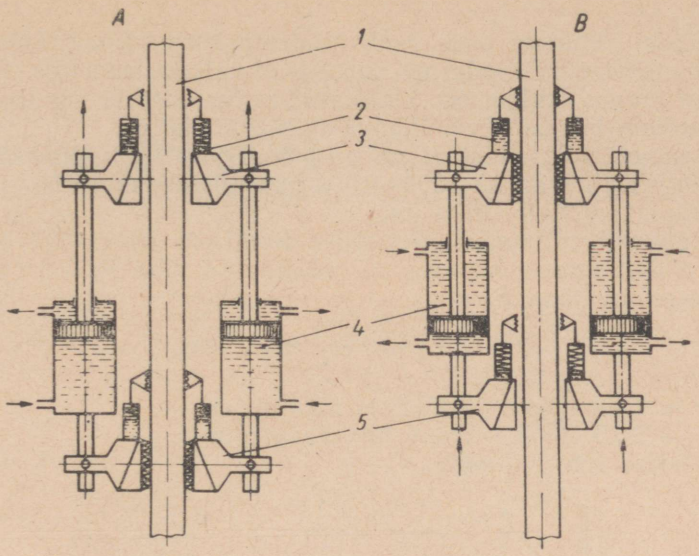
Tehase «Lenskaja Kuznitsa» hüdraulilised tungrauad

Tõstevõime kN	Tõstekõrgus mm	Tungraua				Käitamisjõud hooval N	Vajalik töölise arv	Tõstekiirus mm/min
		mass kg	kolvi läbimõõt mm	pumbakolvi läbimõõt mm	töörõhk baari			
50 · 9,81	180	120	130	17	400	600	4	12
75 · 9,81	180	150	155	17	400	600	4	8
100 · 9,81	180	180	180	17	400	600	4	6
150 · 9,81	180	270	220	17	400	600	4	4
200 · 9,81	180	330	250	17	400	600	4	3

Tabel 37

Hüdraulilised tungrauad «Perpetuum»

Tõstevõime kN	Tõstekõrgus mm	Tungraua				Käitamisjõud hooval N	Vajalik töölise arv	Tõstekiirus mm/min
		mass kg	kolvi läbimõõt mm	pumbakolvi läbimõõt mm	töörõhk baari			
50 · 9,81	120	125	120	17	500	700	4	13
100 · 9,81	170	350	160	17	500	700	4	8
200 · 9,81	220	700	225	17	500	700	4	4
300 · 9,81	220	1400	275	17	500	700	4	2,5



Joon. 73. «Roniva tungraua» töötamise skeem.

Suure gabariidiga ja ühe tungraua tõstevõimet ületava massiga lastide tõstmiseks ja ümberpaigutamiseks kasutatakse spetsiaalseid hüdrotõstukite patareisid, mis töötavad ühe elektriliselt käitatava pumba baasil. Hüdrotõstukite patarei abil taastati sõjajärgsel perioodil Azovstali kõrgahjud.

Eriti raskete seadmete tõstmisel (laevade dokkimine, elamute ehitamine korruste tõstmisega, sildade avamine laevatatavatel jõgedel jne.) pakuvad suurt praktilist abi «ronivad tungrauad», mille skeem on toodud joonisel 73. «Roniv tungraud» koosneb töösilindrist *4*, ülemisest *3* ja alumisest *5* haardeseadmest koos hüdrauliliste tõukuritega *2* ja ekstsentriliste kiilhoovadega tugisammaste *1* haaramiseks. Sambaga haardunud alumise haardeseadme korral teostub tõsteoperatsioon võimsate hüdrauliliste tungraudade abil koos ülemise haardeseadme tõstmisega. Ülemine haardeseade pidurdatakse sambal kiilude abil, mida käitavad hüdraulilised abitõukurid (seis *A*). Järgnevalt avatakse alumine haardeseade, tõstetakse üles (seis *B*) ja pidurdatakse ning uus töötsükkel võib järgneda. Ühel töötsüklil on lasti tõste- või langetamise ulatus 340—350 mm. «Roniva tungraua» või tungraudade grupi töö on täielikult automatiseeritud.

Hüdrauliliste tungraudade kõrval kasutatakse väiksema massiga lastide tõstmisel ja langetamisel vertikaalse silindriga pneumotõstukeid. Kolvivarda ülemisse otsa on kinnitatud kolb, mis liigub silindris läbimõõduga 100—200 mm, varda alumisse otsa on kinnitatud konks liigendi kaudu.

Silindri alumises osas asub õhujaotuskarp koos hoobjuhtimisega ventiilidega. Silinder on ühendatud väljalasketoruga. Silindri ülemise kaane külge on kinnitatud silm tõstuki riputamiseks kohtkindlale konksule või liikuva talivankri külge.

Pneumotõstukite tõstevõime on 4,2—17,6 kN õhurõhul 7 baari, tõstekõrgus (kolvikäik) 1200—1800 mm, tõstuki mass 56—130 kg, gabariitpikkus 2250—2420 mm.

Järgnevalt tutvume hüdraulilise tungraua (joon. 71) arvutusega. Kui tungraua hoovale on rakendatud jõud P_k, siis pumbakolvile mõjuv jõud P_p on:

$$P_p = P_k \frac{L}{l} \eta \text{ N}, \tag{174}$$

kus L ja l on hoova ja tõukuri pikkus cm;
η — 0,75—0,85 — tungraua kasutegur.

Vedeliku rõhk silindris

$$p = \frac{0{,}1P_p}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{0{,}4P_k\eta}{\pi d^2} \cdot \frac{L}{l} \text{ baari}, \tag{175}$$

siin P_p on pumbakolvile mõjuv jõud;
d — pumbakolvi läbimõõt cm.

Tungraua tõstevõime.

$$Q = p \frac{\pi D^2}{4} = \frac{0{,}4P_k\eta}{\pi d^2} \cdot \frac{L}{l} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0{,}1P_k\eta \frac{LD^2}{ld^2} \text{ N} \tag{176}$$

Tõstekolvi pindala

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

millest leiame kolvi läbimõõdu D:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p}} \text{ cm}. \tag{177}$$

Antud tõstevõime, hoovapikkuste, tõste- ja pumbakolvi läbimõõtude korral leiame käivitamisjõu valemiga

$$P_k = 1{,}1 \cdot 10 \frac{Qld^2}{\eta LD^2} \text{ N}, \tag{178}$$

kus 1,1 on tegur, millega arvestame hõõrdekadu mansett-tihendites.

Silindriseina paksus δ_c määratakse survele töötavate paksu seinaga anumate arvutamise valemiga

$$\delta_c = \frac{1}{2}\left[D\sqrt{\frac{[\sigma]_t + 0{,}004p}{[\sigma]_t - 0{,}013p}} - D\right] \text{ cm}, \tag{179}$$

kus $[\sigma]_t$ on silindrimaterjali lubatav tõmbepinge.

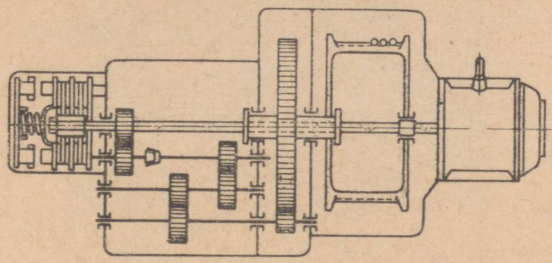
Pumba tootlikkus minutis

$$V = \frac{\pi d^2}{4} hz\alpha \text{ cm}^3/\text{min}, \qquad (180)$$

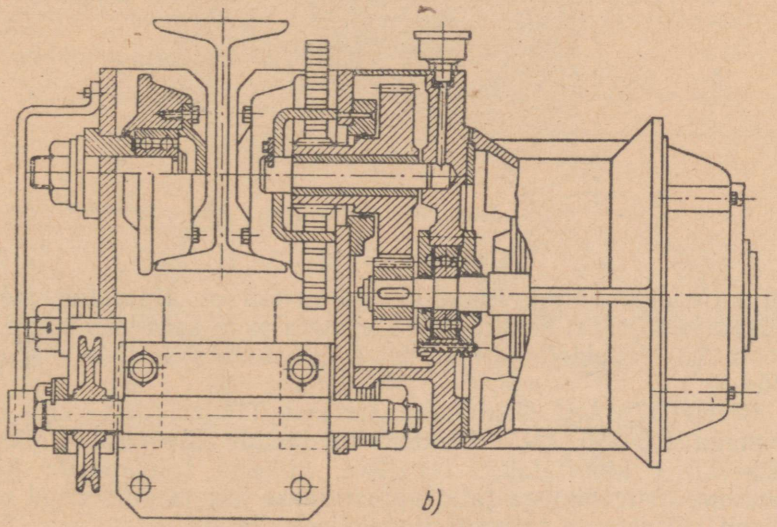
kus d on pumbakolvi läbimõõt cm;
h — kolvi käigupikkus cm;
$z = 30$ — kolvi võimalik käikude arv minutis;
$\alpha = 0{,}9—0{,}95$ — tegur, mis arvestab vedeliku kadu ebatiheduste tagajärjel.

Tõstekolvi tõusukiirus

$$v = \frac{V}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4}{\pi d^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} hz\alpha = \frac{d^2}{D^2} hz\alpha \text{ cm/min}. \qquad (181)$$



a)



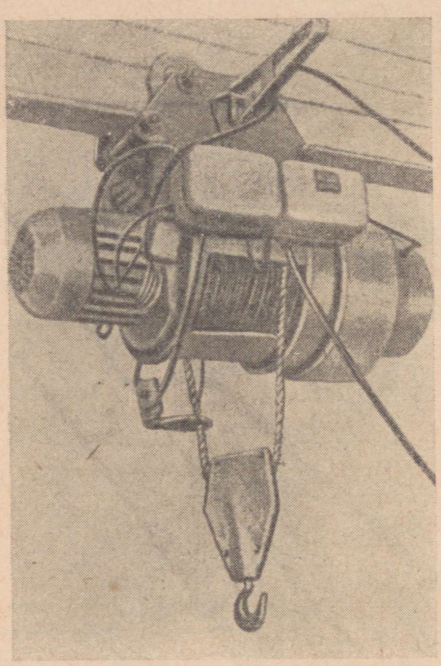
b)

Joon. 74. Elektritali:
a — kinemaatiline skeem; *b* — elektrilise käitamisega sõidumehhanism.

Lasti tõstmiseks kõrgusele H kuluv aeg

$$t = \frac{H}{v} = \frac{D^2}{d^2} Hhz\alpha \text{ min} \qquad (182)$$

Elektritalid (elektriliselt käitatavad talid, joon. 74) on leidnud rahvamajanduses laialdast kasutamist nii lastide tõstmisel kui ka ümberpaigutamisel. Elektritali kujutab endast kompaktset tõstemehhanismi, mis riputatakse paikse konstruktsiooni

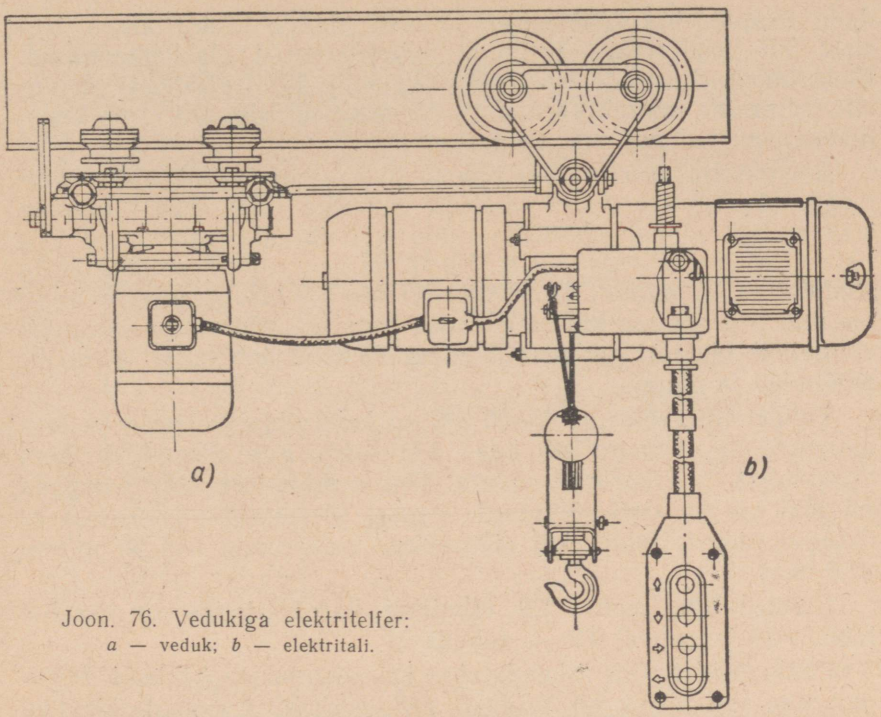


Joon. 75. Elektritelfer.

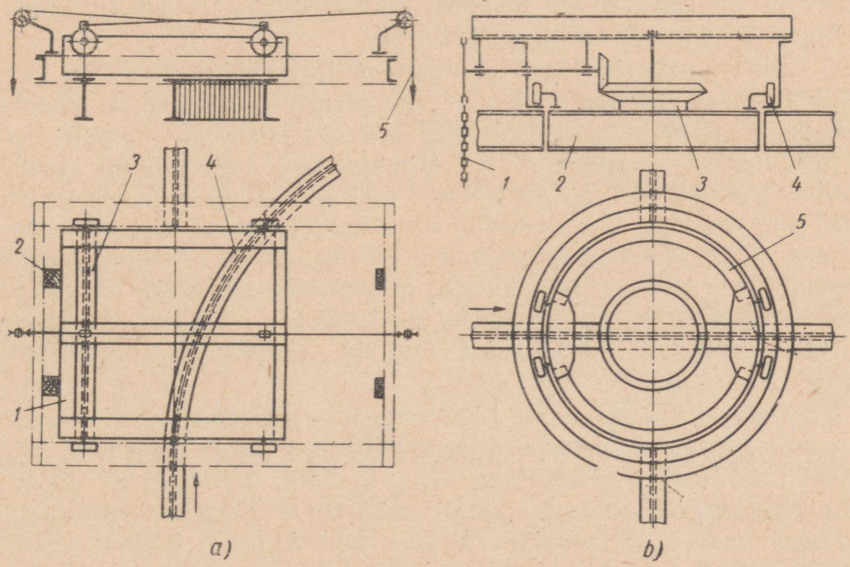
või talivankri külge. Juhul kui elektritali on riputatud mehaanilise ajamiga talivankri külge, nimetatakse seda elektritelferiks (joon. 75). Elektritelferi sõiduteena kasutatakse I-tala alumist vööd.

ВНИИПТМАШ elektritalid seeriast ТВ valmistatakse tõstevõimega 2,5—50 kN. Elektritalid lastide tõstmiseks massiga 0,25—0,5 t kinnitatakse tavaliste, ajamita talivankrite külge. Suurema tõstevõimega talid varustatakse külgemonteeritud elektriliselt käitatavate talivankritega (joon. 74, *b*).

Ladudes töötavad elektritalid on tavaliselt varustatud elektrilise ketaspiduriga. Olenevalt vajadusest võib elektritalile raken-



Joon. 76. Vedukiga elektritelfer:
a — veduk; *b* — elektritali.



Joon. 77. Tali sõidutee pööranguid:
a — nihutatava raamiga; *b* — pööratav.

dada lisapidurina lasti mõjul töötava piduri. Elektritalidel seeriast TB kasutatakse äärikuga vahelduvvoolu elektrimootoreid. Elektrimootorite toide teostatakse kaablite või trollidega. Mootorite juhtimine toimub põrandalt surunupp-lülitite abil. Tali tõstemehhanism paikneb piki vankrit.

Elektritalid seeriast TЭ (joon. 76, *b*) valmistatakse tõstevõimega 1,5—7,5 kN. Talid lastidele massiga 0,15—0,25 t ei oma mehaanilist sõidumehhanismi, kuid võivad olla varustatud eriliste elektrivedukitega (joon. 76, *a*), mille veojõud on 260 N ja sõidukiirus 20 m/min. Tõstevõimetel üle 2,5 kN on mootor monteeritud trumli sisse ja pöörleb koos trumliga. Niisugune lahendus võimaldab mootori paremat jahutamist, vähendab telferi gabariit-mõõtmeid ja massi.

Talidel tõstevõimega 5—50 kN on kaks pidurit: seisu- ja langetamispidur. Mootor on kahe kiirusega, mis võimaldab lasti tõstekiirust 3—4-kordselt muuta. Tõstemehhanism võib paikneda nii piki kui ka risti sõiduteed. Vankri sõidumehhanismis rakendatakse pidurit juhul, kui sõidukiirus on suurem kui 30 m/min (0,5 m/s).

Elektritalide seeria TЭ tehniline karakteristika on toodud tabelis 38 ja seerial TB — tabelis 39.

Peale elektritalide rakendatakse ka pneumaatilisi talisid. Pneumotalide tõstekiirus on sujuvalt reguleeritav. Pneumotalide tõstevõime on 2,5—50 kN piirides, tõstekiirus 3—11 m/min, tõstekõrgus 3—4 m, õhurõhk 4—6 baari.

Talid ja telferid liiguvad üheroopalisel sõiduteel. I-tala kinnitatakse seinakonsoolidele või laekonstruktsioonile eriliste klambritega. Ripptee hargnemisel juhitakse tali vastavale roopale rippuva pöörmeseadmega, mille käitamist võib teostada nii käsitsi kui ka elektriliselt. Kahesuunalise pöörme lihtsustatud skeem on esitatud joonisel 77, *a*. Liikuvale raamile on kinnitatud sirge roopa *3* ja kõverjoonelise roopa *4* osad. Raami nihutamiseks kasutatakse trossi *5* ja liikumise piiramiseks puitpakke *2*. Raami nihutatakse enne tali või telferi pealesõitu.

Kasutatakse samuti kolmesuunalisi raam- ja rõngaspöörmeid.

Ristuvate või lõikuvate üheroopaliste rippteede korral toimub roopalt roopale suunamine rõngaspöörmega, mille skeem on toodud joonisel 77, *b*. Pööratava rõnga *5* külge kinnitatakse pööratav roopaosa *2*. Rõngas toetub rullidele *4* ja pööramine teostatakse koonushammasajami kaudu tõmberatta ja lüliketi *1* abil (teisel joonise vaatel ajamit ei ole näidatud). Pööratav rõngas pöördub koos tali või telferiga.

1. *Plokkide kasutamine tõsteabinõuna.*
2. *Liht- ja kaksikpolüspastide erinevused.*
3. *Käsitalide ehitus ja tööviis.*
4. *Käsi- ja elektriliste vintside kasutusalad.*
5. *Tungraudade tüübid. Kuidas määrata tungraua käitamisjõudu?*
6. *Nimetada elektritalide ja -telferite praktilise kasutamise võimalusi.*

Tabel 38

Elektritalid TƏ

Mudel	Mark	Tõste-võime kN	Tõste-kõrgus m	Tõste-kiirus m/min	Sõidu-kiirus m/min	Trossi-harude arv	Mass kg
I	TƏ-0,15	0,15—9,81	6		—	2	—
II	TƏ-0,25	0,25—9,81			—	2	54
III	TƏ-0,5	0,5 —9,81				2	96
IV	TƏ-1,0	1,0 —9,81				2	195
V	TƏ-2,0	2,0 —9,81	6; 12; 18	8	20	2	275
VI	TƏ-3,0	3,0 —9,81				2	435
VII	TƏ-5,0	5,0 —9,81				4	780
VIII	TƏ-7,5	7,5 —9,81	12; 18; 24			4	—

Tabel 39

Telferite tehniline karakteristika (GOST 3472-54)

Mark	Tõstevõime kN	Tõste kõrgus m	Kiirus m/min		Trossi läbimõõt mm	Elektrimootorid					Mass kg
						tõstemehhanismil		sõidumehhanismil			
			lasti tõstmisel	telferi liikumisel		võimsus kW	pöörete arv minutis	võimsus kW	pöörete arv minutis	vankrite arv	
TB-0,25	2,5	6	8	Ручное	4,8	0,45	960	—	—	1	74
TB-0,5	5	6	8	„	6,2	0,85	940	—	—	1	91
TB-112	10	12	8	30	8,7	2,4	960	0,65	1410	2	580
TB-121	10	6	8	20	8,7	2,4	960	0,65	1410	1	490
TB-212	2 · 9,81	12	8	30	11	3,5	960	0,65	1410	2	620
TB-221	2 · 9,81	6	8	20	11	3,5	960	0,65	1410	1	550
TB-301	3 · 9,81	6	8	30	13	4,0	900	1,5	1450	1	880
TB-305	3 · 9,81	25	8	30	13	4,0	900	1,7	1450	2	1325
TB-306	3 · 9,81	20	8	30	13	5,0	905	1,7	1450	2	1260
TB-308	3 · 9,81	30	8	30	13	4,0	900	1,7	1450	2	1800
TB-501	5 · 9,81	6	8	30	13	5,6	910	1,5	1450	2	1250
TB-504	5 · 9,81	20	8	30	13	7,5	900	1,7	1450	2	1630
TB-505	5 9,81	30	8	30	13	7,5	900	1,7	1450	2	1820

Pöördkraanad moodustavad tõste-transportmasinate rühma, mis võimaldavad peale lasti tõstmise ja horisontaalse või kaldümberpaigutuse teostada ka selle ringjoonelist liikumist ümber kraana samba telje.

Olenevalt monteerimisviisist jagatakse pöördkraanad statsionaarseteks ja liikuvateks, ajami tüübi järgi — käsi- ja mehaanilise ajamiga (elektri-, hüdro-, pneumo- või sisepõlemismootoriga), samba konstruktsiooni põhjal — pöörleva ja seisva sambaga, laagrite paiknevuse järgi — välise ülemise laagriga ja ilma, poomi ulatuse muutmise järgi — püsiva ja muudetava ulatusega kraanadeks.

Poomi ulatuseks nimetame kraana samba telje ja lasti riputuselemendi telje vahelist kaugust. Erinevalt poomi pikkusest, mis on konstantseks suuruseks, võib poomi ulatus olla muudetav kas poomi kallutuse teel vertikaaltelje suhtes või poomil liikuva sõiduvankri abil. Seoses poomi ulatuse muutmisega muutub ka vastavalt kraana tõstevõime, tõstekõrgus ja kraana poolt teenindatav pindala.

Erineva konstruktsiooniga pöördkraanasid rakendatakse ehitustel, montaaži- ja remonditöödel, metallurgia- ja metallitöötlemise tööstuse tsehhides, raudteetranspordis ja mujal.

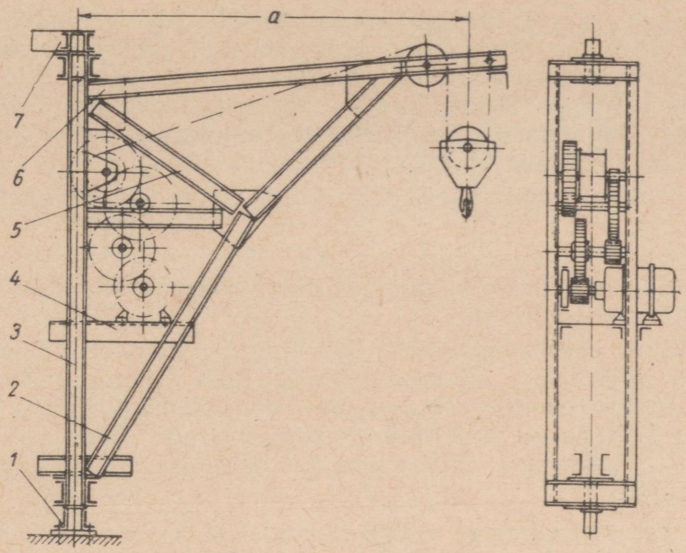
Pöörleva sambaga statsionaarsed pöördkraanad

Pöörleva sambaga ja püsiva ulatusega statsionaarne pöördkraana on esitatud joonisel 78. Kraana sammas *3* toetatakse ülemise *7* ja alumise *1* laagriga. Laagriteks võib kasutada nii veerekui ka liugelaagreid (joon. 79). Sambaga, samuti aga ka omavahel, on jäigalt liidetud sõrestiku elemendid, *2*, *5* ja *6* (joon. 78). Kraana sõrestik on profiilterasest kujundatud neet- või keeviskonstruktsioon. Mõningal juhul kasutatakse sambaks toru. Samba ülemisse otsa kinnitatakse radiaaltapp ja alumisesse — tugitapp.

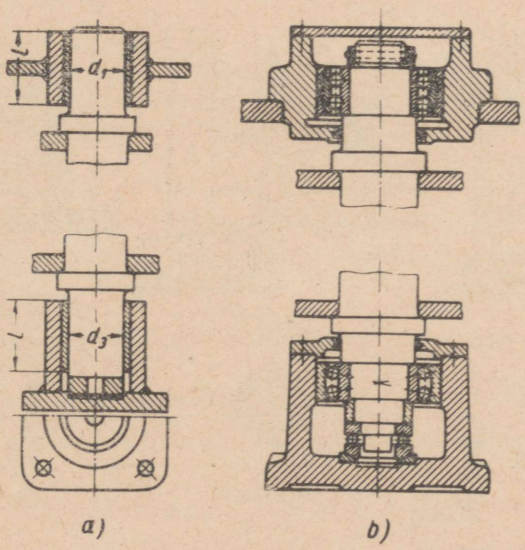
Podestile *4* on paigutatud elektriline tõstemehhanism. Käsi- või mehaanilise ajami kasutamine sõltub kraana tõstevõimest ja tööreţiimist. Ajami paigutus sõltub kraana konstruktsioonilistest iseärasustest. Mitmesugused pöördemehhanismid on esitatud joonisel 80.

Vaadeldud pöördkraana skeem ei ole ainukene. Esineb hulgaliselt erineva konstruktsiooniga sõrestikke. Pöördkraana konstruktsioonilise kujunduse valikul tuleb juhinduda kraana töötingimustest, tehnilise teenindamise võimalustest, remondihõlpsusest ja tööohutuse eeskirjade täitmisest.

Muudetava ulatusega statsionaarse pöördkraana poom on



Joon. 78. Statsionaarne pöörleva sambaga ja muutumatu ulatusega pöördkraana.



Joon. 79. Pöördkraana ülemised ja alumised tapid:

a — liugelaagritega; *b* — veerelaagritega.

kujundatud kahest horisontaalsest talast, millele toetub tõstevanker või telfer. Ulatuse muutmine teostub vankri horisontaalse liikumisega, milleks kasutatakse eraldi ajamit. Veojõud kantakse vankrile painduva elemendiga — trossiga või ketiga. Telferil on sõltumatu sõidumehhanism. Ulatuse muutmine antud juhul ei muuda lasti asendit kõrguses.

Olenemata ajami tüübist võib kraana pöördemehhanismil olla kaks lahendust:

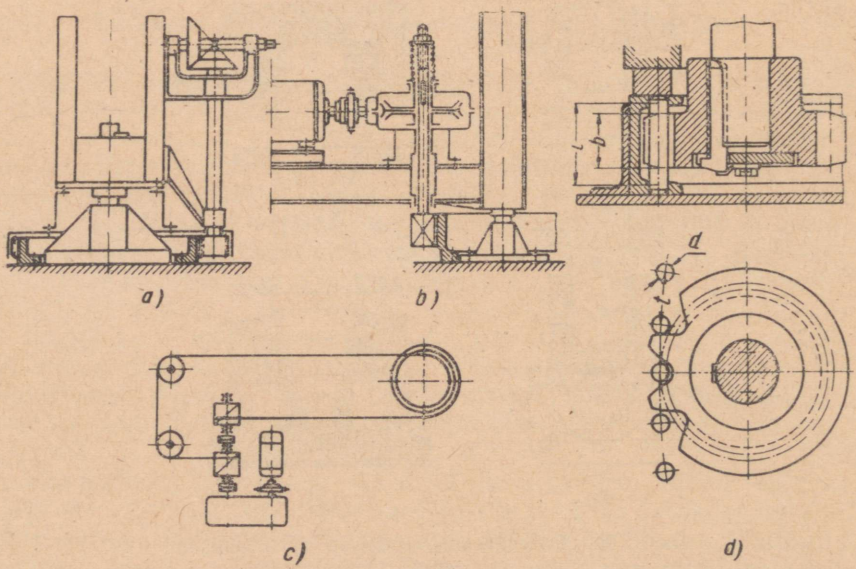
1) paikne pöördemehhanism, kui ajam on monteeritud sambast eraldatud alusele ja sammas pöörleb temale kinnitatud hammasratta abil (joon. 81).

2) liikuv pöördemehhanism, kui ajam on monteeritud sambaga liidetud raamile ja sammas pöörleb koos ajamiga. Seejuures ajami viimane hammasratas on sise- või välishambumises vundamendile liikumatult kinnitatud hammasrattaga (joon. 80, *a*, *b*).

Samba pööramist võib teostada ka tross- või kettajamiga (joon. 80, *c*).

Väikese tõstevõimega pöördkraanadel ei ole spetsiaalset pöördemehhanismi, siin toimub pööramine käsitsi sõrestiku või lasti kaudu.

Suure tõstevõimega pöördkraanadel, mille pöördemehhanismi hammasvöö on suure läbimõõduga, rakendatakse sise- või väliș-



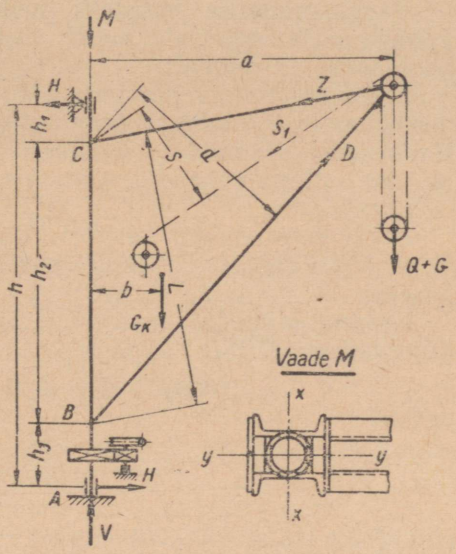
Joon. 80. Kraanade pöördemehhanisme:
a — käsikäitamisega; *b* — elektrilise ajamiga; *c* — trossajamiga; *d* — tapphambumisega.

tapphambumist (joon. 80, *d*). Tapphammasratas kujutab endast karprauast painutatud rõngast, mis on varustatud võrdsete vahekaugustega (hamba sammuga) paigutatud hamba ülesannet täitvate võllidega. Hammasvöö on tavaliselt kinnitatud liikumatult, kusjuures ajami väiksem hammasratas hammaste arvuga $z_1 = 10 \div 13$ sellel veereb. Tapp-hammasajami ülekandearv $i = 8 — —16$.

Tapphammasratta mõõtmed arvutatakse tugevusja kulumistingimustest.

Tapi läbimõõt määratakse kulumistingimusest valemiga

$$d = 0{,}124 \sqrt{\frac{P}{\psi}} \text{ cm},$$



Joon. 81. Statsionaarse pöörleva sambaga ja muutumatu ulatusega pöördkraana arvutusskeem.

kus P on ratta ringjõud kg;

ψ — hamba pikkuse tegur, $\psi = 2—3$.

Hamba samm leitakse tingimusest, et tapi läbimõõt on võrdne vedava hammasratta hamba paksusega, s. o. $d = 0{,}475t$, millest hambasamm

$$t = \frac{d}{0{,}475}.$$

Tapi töötav pikkus on võrdne vedava hammasratta hamba pikkusega:

$$b = \psi d.$$

Tapi arvutuslik pikkus l määratakse tugevustingimusest paindele

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{\frac{P}{4}\left(l - \frac{b}{2}\right)}{0{,}1d^3} = \frac{P}{0{,}4d^3}\left(l - \frac{d}{2}\right) \leqslant [\sigma]_p;$$

$$l = \frac{0{,}4d^3[\sigma]_p}{P} + \frac{b}{2},$$

kus $[\sigma]_p$ on tapi materjali lubatav paindepinge.

Vajalik tappide arv hammasvööl läbimõõduga D_t:

$$z_t = \frac{\pi D_t}{t}.$$

Tapphambumise eelisteks loetakse konstruktsiooni lihtsust, valmistamise odavust, suurt ülekandearvu, hõlpsat montaaži, hooldamist ja remonti.

Enamikul elektriajamitega pöördkraanadel rakendatakse pöördemehhanismis kaitsehõõrdsiduriga varustatud tigureduktorit. Kaitsesidur võimaldab reguleerida ülekantavat väändemomenti ja koos sellega vähendab käitamisel ja seiskamisel tekkivat lööki ja vibratsiooni.

Pöördemehhanismi mootori võimsus kulutatakse laagrites esineva hõõrdetakistuse, tuulekoormuse ja inertskoormuste ületamiseks.

Kraana laagrites esineva radiaalkoormuse leiame tasakaalutingimusest $\sum M_A = 0$, s. o.

$$10[(Q + G)a + G_k b] - Hh = 0,$$

millest

$$H = \frac{10[(Q + G)a + G_k b]}{h} \text{ N}; \qquad (183)$$

siin Q on tõstetava lasti mass kg;
G — lasti haaramise seadme mass kg;
a — poomi ulatus m;
G_k — kraana orienteeruv mass, $G_k = (0{,}8 \div 1{,}2)Q$ kg;
b — laagrite vahekaugus m;
h — samba kõrgus m.

Alumise laagri aksiaalkoormus

$$W = (Q + G + G_k)g \text{ N}. \qquad (184)$$

Jõud H ja W on aluseks kraana metallkonstruktsiooni arvutamisel ja liugelaagrite dimensioneerimisel või veerelaagrite valikul. Kraana pööramisel laagrite hõõrdetakistusest tingitud moment koosneb kolmest osast:

a) ülemise laagri, läbimõõduga d_1, külghõõrdumisest tingitud momendist

$$M_{f1} = 10Hf\frac{d_1}{2} \text{ Nm};$$

b) alumise laagri, läbimõõduga d_2, külghõõrdumisest tingitud momendist

$$M_{f2} = 10Hf\frac{d_2}{2} \text{ Nm};$$

c) alumise laagri lauppinnal jõust W tingitud hõõrdemomendist

$$M_{f3} = 10Wf\frac{d_3}{2} \text{ Nm};$$

rõngastapi, keskmise läbimõõduga d_k, korral hõõrdemoment

$$M_{f3} = 10Wf\frac{d_k}{2} \text{ Nm}$$

ja kuultapi, läbimõõduga d_r, korral

$$M_{f3} = 10Wf\frac{d_k}{2} \text{ Nm},$$

siin f on hõõrdetegur, mille suurus võetakse liugelaagrite puhul $0{,}08 \div 0{,}1$ ja veerelaagrite korral $0{,}01 \div 0{,}02$.

Seega hõõrdejõududest tingitud summaarne moment on

$$M_f = M_{f1} + M_{f2} + M_{f3} \text{ Nm}. \qquad (185)$$

Tuuletakistuse ületamiseks vajalik moment

$$M_t = 10p_t(F_k b + F_Q a) \text{ Nm}, \qquad (186)$$

kus p_t on tuulekoormus kN/m². Kraanadele, mis töötavad suurte jõgede ja merede rannikupiirkonnas, võetakse $p_t = 400$ kN/m², teistes kohtades 250 kN/m²;

F_k = kraana tuulealune pindala m²;

b — kraana raskuskeskme kaugus pöördeteljest m;

F_Q — lasti tuulealune pindala m²;

a — kraana maksimaalne ulatus m.

Kraana pööramisel käivitamise perioodil inertsjõududest tingitud summaarne moment koosneb kolmest momendist:

a) lasti massi inertsjõududest tingitud momendist

$$M_{i1} = 10\frac{Q}{g}a^2\frac{\omega}{t_1} \text{ Nm};$$

b) kraana massi inertsjõududest tingitud momendist

$$M_{i2} = 10\sum I\frac{\omega}{t_1} \approx 10\frac{G_k}{g}b^2\frac{\omega}{t_1} \text{ Nm},$$

c) ajami pöörlevate detailide inertsjõududest tingitud momendist

$$M_{i3} = (1{,}1 \div 1{,}15)\frac{G_1 D_1^2 n_m}{375 t_1} \text{ Nm};$$

siin Q on lasti mass kg;

g — raskuskiirendus 9,81 m/s²;

a — kraana maksimaalne ulatus m;

t_1 — käitamise aeg, arvestades ühtlaselt kiirenevat liikumist. Tuule korral $t_1 = 4 \div 10$ s ja ilma tuuleta $3 \div 5$ s;

G_k — kraana mass kg;

b — kraana raskuskeskme kaugus pöördeteljest m;

$G_1D_1^2$ — elektrimootori rootori hoogmoment Nm²,

$\omega = \frac{\pi n_k}{30}$ — kraana nurkkiirus *rad* antud pöörete arvu n_k juures minutis.

Seega inertsjõududest tingitud summaarne moment

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} \text{ Nm} \qquad (187)$$

ja summaarne pöördetakistus

$$M_k = M_f + M_t + M_i \text{ Nm}. \qquad (188)$$

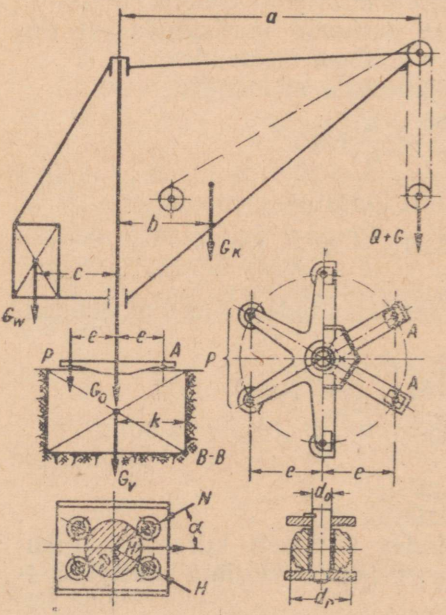
Pöördemehhanismi elektrimootori vajalik võimsus kraana pöörete arvu n_k p/min ja kasuteguri η juures on:

$$N = \frac{M_k n_k}{97{,}5\eta} \text{ W}.$$

Arvutatud võimsuse N järgi valitakse sobiv mootor ja määratakse pöördemehhanismi ülekandearv:

$$i = \frac{n_m}{n_k}.$$

Saadud ülekandearvu järgi valitakse reduktor ja arvutatakse ülejäänud ajamipaarid.



Joon. 82. Statsionaarse seisva sambaga ja muutumatu ulatusega pöördkraana arvutusskeem.

Seisva sambaga statsionaarsed pöördkraanad

Statsionaarse pöördkraana seisev sammas on kinnitatud liikumatult keevitatud või valatud vundamendi plaadi külge. Vundamendi plaat kinnitatakse omakorda vundamendile ankurpoltidega. Samba ülemisele tapile on toetatud laagrite kaudu sõrestiku tala. Ülemine laager on antud juhul koormatud nii radiaal- kui ka aksiaalkoormusega. Sõrestiku alumine, radiaallaager on spetsiaalse konstruktsiooniga rullidega karp, mis pöörleb ümber samba (joon. 82). Karbis on vertikaalsetele telgedele toetatud vabalt pöörlevad silindrilised või sfäärilised rullid. Vastukaaluga kraanal on tavaliselt neli rulli, vastukaaluta kraanal võib olla ka ainult kaks rulli.

Mõningatel pöördkraanadel kasutatakse ka suurema rullide arvuga ja separaatoriga laagrit.

Sammas valmistatakse terasest Ст. 3 lubatava paindepingega $[\sigma]_p = (700 \div 900)\,10^5$ N/m² ja terasest Ст. 4, Ст. 5 ja 40, millel $[\sigma]_p = (1000 \div 1200)\,10^5$ N/m².

Seisva sambaga pöördkraanal arvutatakse lisaks eelmisele veel järgmised elemendid (joon. 82):

1. **Vundamendi- (ankru-)poldid.** Vundamendipoltide koormus määratakse momentide tasakaalutingimusest telje $A—A$ kohta:

$$\sum M_{AA} = 0; \quad 10[(Q + G)(a - e) + G_k(b - e) - G_0 e] - 2Pe = 0,$$

millest

$$P = \frac{[(Q + G)(a - e) + G_k(b - e) - G_0 e]10}{2e} \text{ N}. \qquad (189)$$

Vastukaalu olemasolu korral

$$P = \frac{[(Q + G)(a - e) + G_k(b - e) - G_0 e - G_w(c + e)]10}{2e} \text{ N}. \qquad (190)$$

Siin G_0 on kraana liikumatute osade mass (sammas ja vundamendi plaat) kg;

G_w — vastukaalu mass kg.

Ühe poldi koormus, arvestades eelpingestust:

$$P_1 = (1{,}1 \div 1{,}2)\,\frac{P}{2} \text{ N}.$$

Poldi keerme sisemine läbimõõt d_s:

$$\sigma_t = \frac{4P_1}{\pi d_s^2} = \frac{2P}{\pi d_s^2} \leqslant [\sigma]_t \text{ N/m}^2,$$

millest

$$d_s = \sqrt{\frac{2P}{\pi[\sigma]_t}} \text{ m}, \qquad (191)$$

kus $[\sigma]_t = (1200 \div 1400)\,10^5$ N/m² on poldi materjalile lubatav tõmbepinge.

Keerme siseläbimõõt võetakse tavaliselt suurem kui 24 mm.

2. **Vundamendi mass.** Koormatud kraanal tekib vundamendi serva $B—B$ suhtes kallutusmoment:

$$\sum M_{BB} = 0; \quad (Q + G)(a - k) + G_k(b - k) - G_0 k - G_v k = 0.$$

Vundamendi teoreetiline mass

$$G_v = \frac{(Q + G)(a - k) + G_k(b - k) - G_0 k}{k} \text{ kg} \qquad (192)$$

Vundamendi mass vastukaaluga kraanal

$$G_v = \frac{(Q + G)(a - k) + G_k(b - k) - G_0 k - G_w(c + k)}{k} \text{ kg} \qquad (193)$$

Vundamendi tegelik mass, arvestades püsivuse nõudeid tuulekoormusest, võetakse suurem

$$G_v' = (2 \div 3)\, G_v \text{ kg.}$$

Kraana vundamendi koormus pinnasele

$$W = (Q + G + G_k + G_0 + G_w + G_v')\, g \text{ N} \qquad (194)$$

ja pindsurve koormuse ühtlase jagunemise korral

$$q = \frac{W}{F_v} \leqslant [q] \text{ N/m}^2, \text{ millest } F_v = \frac{W}{[q]} \text{ m}^2 \qquad (195)$$

kus F_v on vundamendi aluse pindala m²;
$[q]$ — pinnasele lubatav pindsurve, mis võetakse piirides:

niiske liiv	$1{,}5 \cdot 10^5$ N/m²
liivasavine	$2{,}5 \cdot 10^5$ „
tihe savi koos tiheda kuiva liiva kuhjaga	$3 \cdot 10^5$ „
lubjakivi	$(15 \div 25) \cdot 10^5$ „
graniit	$(30 \div 40) \cdot 10^5$ „

Vundament kujundatakse tavaliselt ruudukujulise ristlõikega, mille külje pikkus on

$$2k = \sqrt{F_v} \text{ m.}$$

3. **Alumine rull-laager.** Iga rull ja vastavalt ka telg on koormatud jõuga

$$N = \frac{H}{2 \cos \alpha} \text{ N,} \qquad (196)$$

kus α on rullide normaaljõudude suundade vahenurk, $\alpha = 30°$.

Rulli telg arvutatakse tingimuslikult paindele

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_p} = \frac{N \cdot 0{,}5l}{0{,}1 d_0^3} \leqslant [\sigma]_p \text{ N/m}^2; \qquad (197)$$

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{5Nl}{[\sigma]_p}} \text{ m,} \qquad (197)$$

kus l on rulli moodustaja pikkus m;
$[\sigma]_p$ — telje materjali lubatav paindepinge, $[\sigma]_p = (800 \div 1000) \cdot 10^5$ N/m².

Rulli läbimõõt määratakse arvutusest pindsurvele

$$q = \frac{N}{d_r l} \leqslant [q] \text{ N/m}^2$$

ja

$$d_r = \frac{N}{[q] l} = \frac{H}{2l[q] \cos \alpha} \text{ m,} \qquad (198)$$

siin d_r on rulli läbimõõt m;

$[q]$ — lubatav pindsurve. Termiliselt töötlemata terastel $[q] = 75 \cdot 10^5$ N/m² ja termiliselt töödeldud terastel $[q] = 125 \cdot 10^5$ N/m².

Rulli ja telje läbimõõtude vahekord valitakse

$$d_r = (2{,}5 \div 5{,}0)\, d_0 \text{ piires.}$$

Pöördemehhanismi mootori võimsuse määramisel arvutatakse ülemise laagri hõõrdemoment analoogiliselt pöörleva sambaga kraana alumise radiaal-tugilaagrile.

Alumise rull-laagri hõõrdemoment määratakse ratta roopal veeremise tingimusest. Rullide pöörlemise takistus

$$W_r = 2N \frac{f d_0 + 2\mu}{d_r} \text{ N.} \tag{199}$$

Hõõrdemoment

$$M = W_r \frac{D_k + d_r}{2} = 2N \frac{f d_0 + 2\mu}{d_r} \cdot \frac{D_k + d_r}{2} \text{ Nm,} \tag{200}$$

kus D_k on samba läbimõõt rullide kohal m;

f ja μ — hõõrdetegurid (tabelid 16 ja 17).

Arvutusnäide. Määrata seisva sambaga pöördkraana vundamendipoltide mõõtmed ja vundamendi mass, kui $Q = 2$ t, $G = 50$ kg, $G_k = 1700$ kg, $G_0 = 300$ kg, $a = 200$ mm, $b = 500$ mm, $e = 300$ mm, $k = 750$ mm.

1. Vundamendipoldile mõjuv jõud

$$p = \frac{[(Q + G)(a - e) + G_k(b - e) - G_0 e]10}{2e} =$$

$$= \frac{[(2000 + 50)(200 - 30) + 1700(50 - 30) - 300 \cdot 30]10}{2 \cdot 30} = 62250 \text{ N.}$$

Poldi keerme siseläbimõõt

$$d_s = \sqrt{\frac{2P}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 62250}{\pi \cdot 1200 \cdot 10^5}} = 0{,}0182 \text{ m} = 18{,}2 \text{ mm,}$$

valime poldi keermeks M24.

2. Vundamendi mass kahekordse püsivusvaruga

$$G_v = 2\, \frac{(Q + G)(a - k) + G_k(b - k) - G_0 k}{k} =$$

$$= 2\, \frac{(2000 + 50)(200 - 75) + 1700(50 - 75) - 300 \cdot 75}{75} = 4830 \text{ kg.}$$

Vundamendi aluse pindala

$$F_v = (2k)^2 = (2 \cdot 0{,}75)^2 = 2{,}25 \text{ m}^2.$$

Vundamendi ja pinnase vaheline pindsurve

$$q = \frac{W \cdot 10}{F_v} = \frac{(2000 + 50 + 1700 + 300 + 4830)10}{2{,}25} = 0{,}4 \cdot 10^5 < [q] \text{ N/m}^2.$$

Tõstetava poomiga kraanad. Pöördkraana ulatust saab muuta mitte ainult tõstevankri liikumisega horisontaalsel poomil, vaid ka poomi nurga muutmisega samba pöördetelje suhtes. Sellised on näiteks tõstetava poomiga kraanad, milliseid nimetatakse derrikkraanadeks. Derrikkraanad liigitatakse olenevalt samba tugistamise viisist jäiga, tõmbits- ja segatoestusega kraanadeks.

Jäiga toestusega poomkraanad (joon. 83) on mõeldud peamiselt laoplatside teenindamiseks. Kraana sõrestiklahendusega sammas (mast) *4* toetub vundamendiplaadile sfäärilise tugielemendi *6* kaudu. Samba ülemisse otsa on kinnitatud tapp, millele asetub kahe külgsilmaga laager *2*. Laagri ja vundamendi vahele kinnitatakse kaks tõmbitsat, mis antud juhul kujutavad endast sõrestikkonstruktsiooniga kalduasetatud maste. Poom *7* kinnitatakse liigendiga koos sambaga pöörlevale plaadile (pöörderõngale) *5*. Poomi tõstmine ja langetamine teostatakse poomi polüspastiga *3*, mis on asetatud poomi ülemise otsa ja masti tapile toetuva silma vahele. Ploki käitamine toimub vintsiga. Pöörates pöörderõngast, pöörduvad sellega koos ka sammas ja poom, tõmbitsad koos ülemise laagriga jäävad paigale. Jäikade tõmbitsate korral on poomi pöördenurk piiratud 270°-ga.

Kraana tõste-, poomi pööramise ja ulatuse muutmise mehhanismid monteeritakse eraldi raamile.

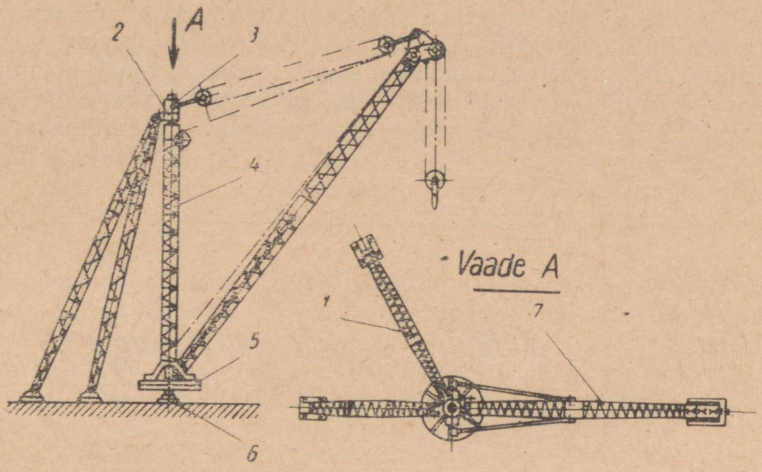
Trusti «Donbassenergomontaž» statsionaarsete, jäiga toestusega derrikkraanade tehniline karakteristika.

Tõstevõime poomi ulatuses 5,6 ÷ 10 m	60 kN
Tõstevõime poomi ulatuses 10 ÷ 20,5 m	30 kN
Lasti maksimaalne tõstekõrgus	21 m
Kraana pöördenurk	270°
Tõstetrossi läbimõõt	13 mm
Poomitrossi läbimõõt	15,5 mm
Piirdetrossi läbimõõt	13 mm
Kraana mass ilma vintside ja trossita	8,3 t

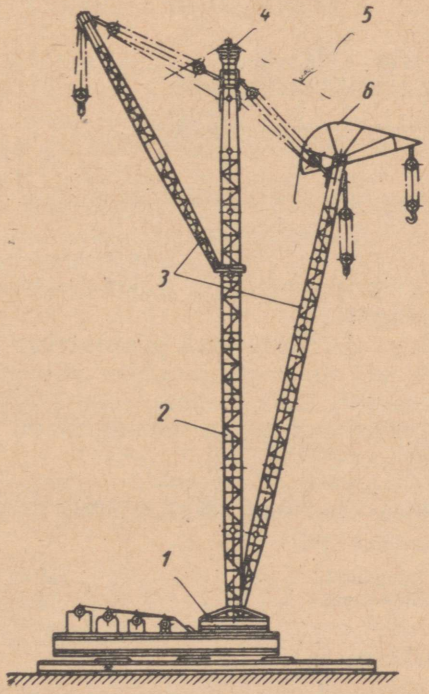
Juhul kui jäiga toestusega derrikkraanat on vaja töö käigus ümber asetada, monteeritakse kraana koos vintsidega üldisele raamile ja ümberpaigutus teostatakse raami nihutamisega. Niisuguseid kraanasid rakendatakse ehitus-montaažitöödel.

Nihutatavad derrikkraanad erinevad tõstevõime ja tõstekõrguse poolest. Kraanal tõstevõimega 7,5 — 20 kN on maksimaalne tõstekõrgus vaid 9 m ja pöördenurk 170° («Promstalkonstruktsia»).

Trosstõmbitsatega derrikkraanasid (joon. 84) kasutatakse montaaži- ja teistel töödel. Sektsioonidest koostatud sõrestikmast *2* toetatakse alusraamile sfäärilise laagri kaudu. Masti tugistatakse tõmbitsatega *5*, mille üks ots on ühendatud polüspasti kaudu

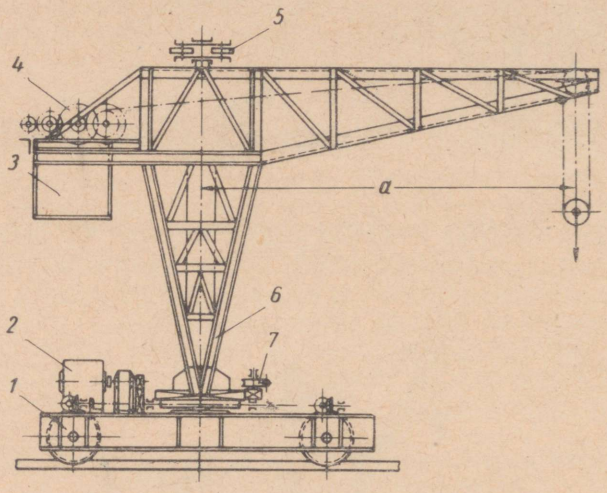


Joon. 83. Jäiga toestusega poomkraana (derrikkraana).



Joon. 84. Trosstõmbitsatega derrik-kraana.

vintsi trumliga ja teine masti ülemisel tapil vabalt pöörleva pea koonusekujulise plaadiga *4*. Erinevatel kõrgustel on masti külge liigendite abil kinnitatud üks või kaks poomi *3*. Ühel poomidest võiks täiendavalt olla nokk *6*. Kummalgi poomil on omaette tõste- ja kallutus- (ulatuse muutmise) mehhanism. Pöördemehhanism on ühine kogu kraanal. Pöörderõngas *1* on kinnitatud jäigalt masti külge. Pöördemehhanismi käitamisel pöörleb mast koos poomidega, kuna pea ja koos sellega ka koonusekujuline plaat ja tõmbitsad on paigal.



Joon. 85. Üheroopaline pöördkraana.

Segatoestusega derrikkraana on liitkonstruktsioon kahest eespool käsitletud kraanast.

Trosstõmbitsatega derrikkraanad püstitatakse kas statsionaarselt vundamendile või ümberpaigutamise võimaldamiseks jalastega varustatud raamile. Kõik mehhanismid ja juhtimisaparatuur on koondatud masinaruumi, mis asub tugiraami kõrval.

Kaksikpoomiga ja nokaga trosstõmbitsatega kraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	
peapoomil	100 ÷ 250
abipoomil	30 ÷ 50
nokal	50
Tõstekõrgus m	
peapoomil	11 ÷ 30,3
abipoomil	25,6 ÷ 39
nokal	24 ÷ 36,8

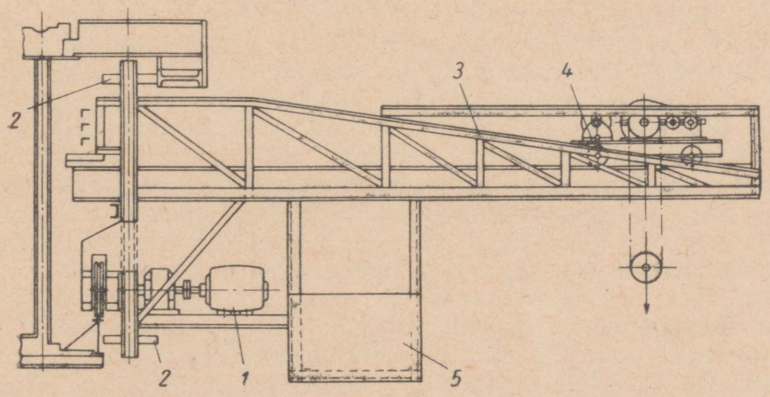
Ühe poomiga ja nokaga trosstõmbitsatega kraana tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	
peakonksul	400
abikonksul	150
Tõstekõrgus m	
peakonksul	32
abikonksul	40

Üheroopalised pöördkraanad (joon. 85), erinevalt varemnimetatud pöördkraanadest, monteeritakse kahe rattaga vankrile, mille sirgjooneline liikumine roopal *2* toimub kas käsi- või mehaanilise ajamiga. Kraana sammas *6* on keevis- või neetkonstruktsioon. Üheroopalistel kraanadel võib sammas olla nii seisev kui ka pöörlev, poom püsiva ja muudetava ulatusega ja kraana pööramine nii käsi- kui ka mehaanilise ajamiga *7*. Külgpüsivuse kindlustamiseks on kraana peale kinnitatud rullid, mis liiguvad juhtpindade vahel. Kraana ümberkallutuse vältimiseks kasutatakse vastukaalu *3*. Tõstemehhanism on tavaliselt elektrilise ajamiga.

Üheroopalisi kraanasid rakendatakse piiratud läbikäiguga ja kõrgusega kohtades, kus teiste kraanade kasutamine on raskendatud, nagu ladudes, martääntsehhide valuplatsidel ja mujal.

Üheroopalise pöördkraana erivariandiks on üheroopaline konsoolkraana (joon. 86), mille suurimaks eeliseks on põrandapinna mittekasutamine. Ulatuse muutmine toimub tõstevankri (vintsvankri) *4* liikumisega horisontaalsel raamil *3*. Kraana tervikuna liigub seina külge kinnitatud roobastel kahel rattal, millest üks on vedav (sõidumehhanismiga *1*). Ümberkallutuse vältimiseks on kraana toetatud nii ülalt kui alt kahe horisontaalse rulliga *2*. Kraanat juhitakse kabiinist *5*.

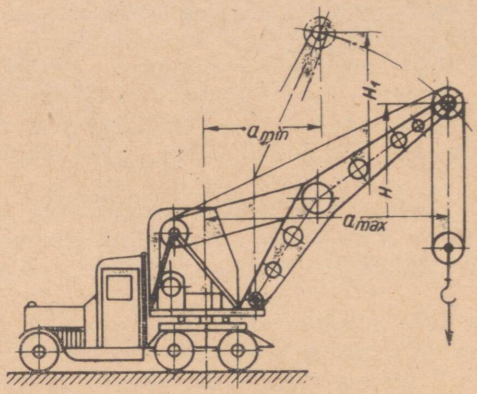


Joon. 86. Üheroopaline konsoolkraana.

Üheroopaliste kraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	kuni 100
Poomi ulatus m	kuni 7
Tõstekiirus m/min	8 ÷ 12
Sõidukiirus m/min	40 ÷ 80
Vintsvankri sõidukiirus m/min	20 ÷ 40
Pööramise kiirus p/min	1 ÷ 3
Lasti tõstekõrgus m	kuni 16

Suure osa kraanadest tööstusettevõtetes, raudteetranspordis, ehitustel ja mujal moodustavad liikuvad (sõitvad) alusvankritele monteeritud pöördkraanad elektrilise, pneumaatilise või hüdraulilise ajamiga või sisepõlemismootori abil käitatavate mehhanis-

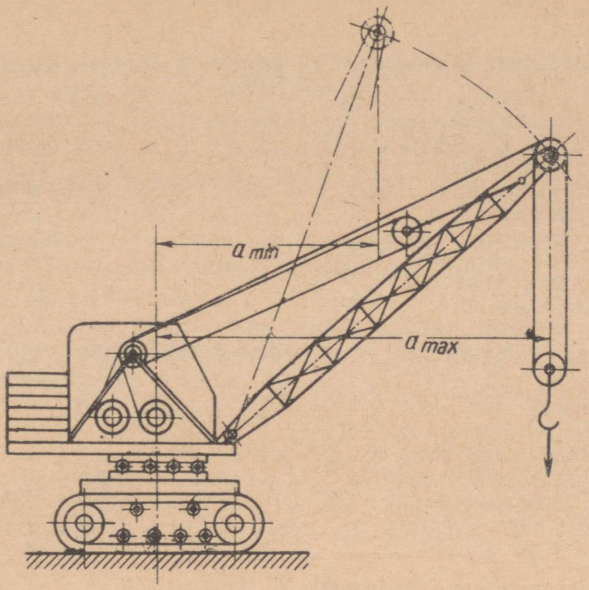


Joon. 87. Autokraana.

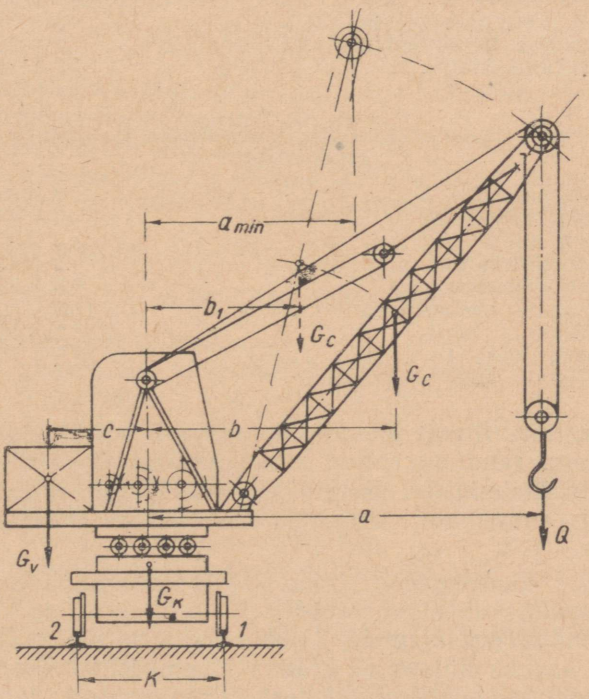
midega. Olenevalt ülesandest ja tõsteoperatsioonide iseloomust varustatakse liikuvad pöördkraanad kas konksu, elektromagneti, kopp-haaraja või muude tööelementidega. Liikuvad pöördkraanad võivad olla autokraanad (joon. 87), õhukummidel või roomikalustel iseliikujad (joon. 88), või ka raudteekraanad (joon. 89).

Lasti tõstemehhanismi, poomi tõste- ja pöördemehhanismi, samuti aga ka sõidumehhanismi käitamine võib toimuda elektriliste individuaalajamitega, diiselmootori või diiselgeneraatori puhul üldise gruppajamiga, kus vajalike mehhanismide lülitamine toimub hõõrdesiduritega. Kraana pöörlevad mehhanismid ja sõlmed monteeritakse pööratavale platvormile, mis kujutab endast valu-, neet- või keeviskonstruktsiooniga plaati. Parema püsivuse kindlustamiseks tööperioodil varustatakse auto- ja raudteekraanad väljakeeratavate tugedega (autriigeritega).

Raudteekraanade käiguosa on koostatud raudtee veerevkoosseisu tüüpsõlmedest: jäigal, rattapaaridele toetuval raamil on standardsed raudtee haake- ja piduriseadmed ja ballastplatvorm. Vedavatele ratastele kantakse väändemoment kettajami (kaheteljelised kraanad) või hammasajami (nelja- ja kuueteljelised



Joon. 88. Roomikkraana.



Joon. 89. Raudteekraana.

Autokraanade ja õhukummidel iseliikuvate kraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime väljakeeratud tugede korral kN	7,5 ÷ 250
Tõstevõime ilma tugedeta kN	2,5 ÷ 7,5
Poomi pikkus m	7,35 ÷ 25
Poomi ulatus m	4 ÷ 20
Lasti tõstekõrgus m	3 ÷ 25
Lasti tõstekiirus m/min	3,5 ÷ 18
Pööramise kiirus p/min	0,5 ÷ 3
Sõidukiirus km/t	23 ÷ 30
Kraana mass t	6,8 ÷ 45,2

Roomikkraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	3,5 ÷ 500
Poomi pikkus m	10 ÷ 45
Poomi ulatus m	3,7 ÷ 27,4
Lasti tõstekõrgus m	3,7 ÷ 44
Lasti tõstekiirus m/min	1,4 ÷ 30
Pööramiskiirus p/min	0,5 ÷ 4,75
Sõidukiirus km/t	0,7 ÷ 3
Kraana mass t	19,5 ÷ 78

Raudtee-aurukraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	13 ÷ 450
Poomi pikkus m	11,3 ÷ 30
Lasti tõstekiirus m/min	6 ÷ 26,4
Pööramise kiirus p/min	2 ÷ 2,65
Sõidukiirus km/t	4,3 ÷ 10
Kraana mass t	29 ÷ 112,5

Diisel- ja diisel-elektriliste raudteekraanade tehniline karakteristika

Tõstevõime kN	10 ÷ 250
Poomi pikkus m	10 ÷ 45
Poomi ulatus m	3,5 ÷ 25
Lasti tõstekõrgus m	5 ÷ 44,5
Lasti tõstekiirus m	9,5 ÷ 29,25
Pööramise kiirus p/min	1,18 ÷ 3
Sõidukiirus km/t	2 ÷ 25
Kraana mass t	39,5 ÷ 75

kraanad) kaudu. Rongi koosseisus liiguvad väljalülitatud sõidumehhanismiga raudteekraanad kiirusega kuni 80 km/t. Suurema püsivuse kindlustamiseks asetatakse antud juhul kraana alla lisarattapaarid, suurematel kraanadel asetatakse vastukaal eraldi platvormile.

Enamikul kaasaegsetel liikuvatel pöördkraanadel rakendatakse jõuallikana diiselgeneraatorit ja mehhanismide käitamiseks elektrilisi individuaalajameid. Loobumine gruppajamist individuaalajamite kasuks lihtsustab kraana kinemaatilist skeemi ja võimaldab loobuda hõõrdesilindritest, lintpiduritest ja keerukast juhtimissüsteemi hoovastikust. Vähelegeeritud terasprofiilide

kasutamine poomi konstruktsioonis vähendab selle massi, mis on eriti oluline liikuvate kraanade püsivuse seisukohalt. Individuaalajamite rakendamine võimaldab jaotada võimsust otstarbekamalt, kui see on võimalik gruppajamite korral, kus enamikul juhtudel üksikule mehhanismile antav võimsus ületab vajaduse.

Liikuvate pöördkraanade ohutu töötamine kindlustatakse nende püsivusega kõige halvemates koormustingimustes. Kraana püsivust eristatakse tööolukorras maksimaalse lastiga (püsivus koormusega) ja mittetööolukorras ilma lastita (püsivus koormata). Kraana püsivusteguriks nimetatakse taastava momendi M_0 ja kallutusmomendi M_k vahekorda:

$$k = \frac{M_0}{M_k}.$$

Vastavalt ohutuseeskirjadele [6] valitakse püsivustegur $k \geqslant \geqslant 1{,}15$. Liikuvate pöördkraanade püsivusteguri määramisel ei arvestata roopaklambrite mõju.

Tööolukorra püsivustegur määratakse maksimaalse lastiga, maksimaalsel ulatusel ja poomi ristseisul kallutustelje *1* suhtes (joon. 89). Seejuures on kallutusmoment lasti massist:

$$M_k = 10Q\left(a - \frac{K}{2}\right) \text{ Nm},$$

kus Q on tõstetava lasti mass kg;
a — poomi maksimaalne ulatus m;
K — kraana rataste vahekaugus m.

Taastava momendi M_0 tekitab kraana enda mass, mis koos tuulekoormuse, intertsjõudude ja tsentrifugaaljõududega on:

$$M_0 = 10\left[G_v\left(c + \frac{K}{2}\right) + G_k\frac{K}{2} - G_c\left(b - \frac{K}{2}\right)\right] - \\ - M_t - M_i - M_{ts} \text{ Nm},$$

kus Q_v on vastukaalu mass kg;
c — vastukaalu rakenduskeskme kaugus kraana pöördeteljest m;
G_k — kraana mass kg;
G_c — poomi mass kg;
b — poomi raskuskeskme kaugus kraana pöördeteljest m;
M_i — intertsjõudude moment Nm;
M_t — tuulekoormuse moment Nm;
M_{ts} — tsentrifugaaljõudude moment Nm.

Koormata olukorra püsivustegur määratakse ilma lastita ja minimaalse ulatuse juures kallutustelje *2* suhtes. Antud juhul tekitab kallutusmomendi vastukaal, s. o.

$$M_k = 10G_v\left(c - \frac{K}{2}\right) \text{ Nm}.$$

Taastav moment kraana massi ja tuulekoormuse järgi

$$M_0 = 10\left[G_k\frac{K}{2} + G_c\left(b_1 + \frac{K}{2}\right)\right] - M_t \text{ Nm},$$

siin b_1 on tõstetud poomi raskuskeskme kaugus pöördeteljest m.

Juhul kui kraana tee ei ole horisontaalne, tuleb seda püsivusteguri arvutamisel arvestada.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. Milline tähtsus on poomi pikkusel ja ulatusel? Poomi ulatuse muutmise võimalused.
2. Poomi ulatuse muutmise mõju pöördkraana tööle.
3. Pöördkraanade konstruktsioonilisi lahendusi.
4. Nimetada pöördkraanad (peale § 5 tähendatute) ja määrata nende teenindamispindalad.
5. Pöördkraanade toestuse konstruktsioone.
6. Pöördkraanade pöördemehhanismid.

§ 6. SILDKRAANAD.

Sildkraana on kõige enam levinud tsehhisisene tõstetransportmasin. Sildkraana laialdase leviku on tinginud tema universaalsus, võimalus kasutada erinevaid haaramiselemente ja konstruktsiooniline vastavus tõste-transporttöödele tööstushoones.

Olenemata kasutamise otstarbest koosneb sildkraana sillast koos silla sõidumehhanismiga ja vintsvankrist tõste- ja sõidumehhanismiga. Eristatakse käsi- ja elektrilise ajamiga sildkraanasid.

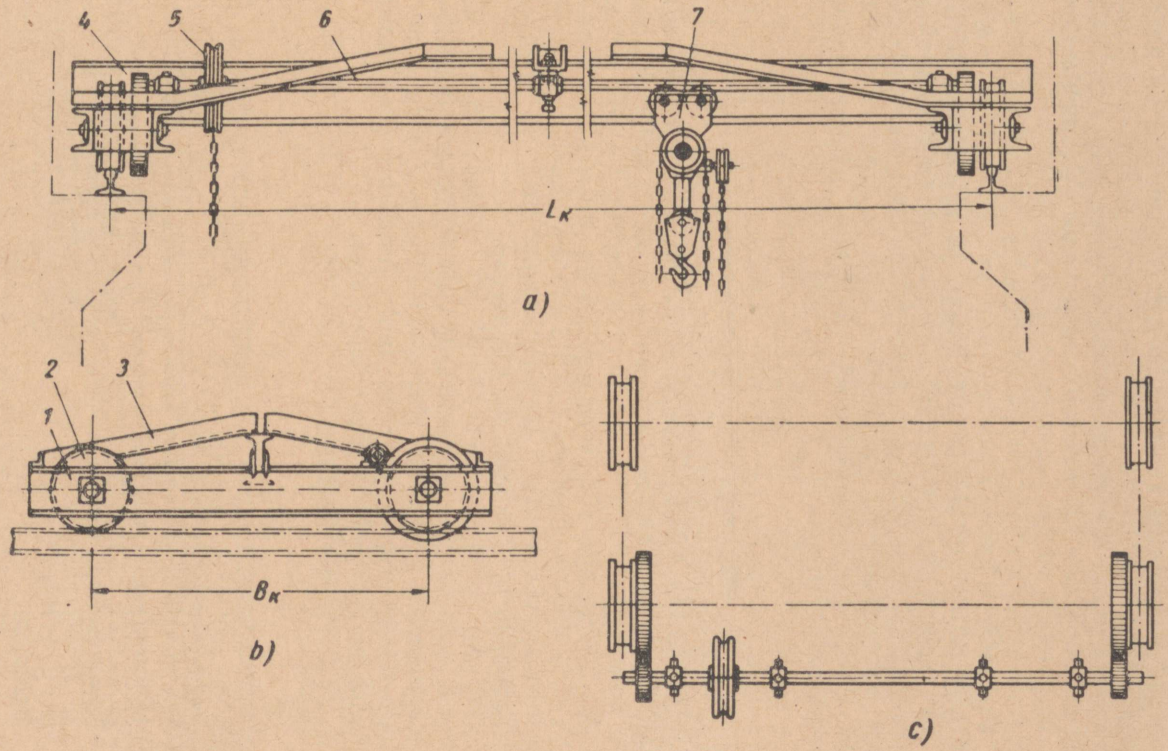
Käsiajamiga sildkraanad

Käsiajamiga sildkraanasid kasutatakse neil juhtudel, kui tootlikkusel, aga samuti ka tõste- ja sõidukiirusel ei ole määravat tähtsust.

Vastavalt GOST 7075-54-le valmistatakse sildkraanad tõstevõimega 10—100 kN ning sildeavaga 5—11 m ühetalalisena, tõstevõimega 50—200 kN ning sildeavaga 14—17 m kahetalalisena. Lasti tõstekõrgus ei ületa antud juhul 10—12 m.

Ühetalaline sildkraana on esitatud joonisel 90. Kraana silla kandetalaks on I-tala *4*, mis on jäigalt liidetud karprauast valmistatud otsataladega *1*. Otsataladesse on telgede kaudu toetatud silla sõidumehhanismi rattad *2*. Sõidurattad käitatakse transmissioonivõlli *6* ja lahtise hammasajami kaudu lüliketirattaga *5*. Suurema jäikuse saavutamiseks on tala ja otsakarbid ühendatud diagonaalvarrastega *3*.

Tõstemehhanismi ülesannet täidab antud juhul tala alumisel



Joon. 90. Käsikäitamisega ühe talaga sildkraana:
a — kraana üldvaade; *b* — otsvaade; *c* — silla sõidumehhanismi kinemaatiline skeem.

vööl liikuva talivankri külge kinnitatud tigu- või hammasratastali *7*.

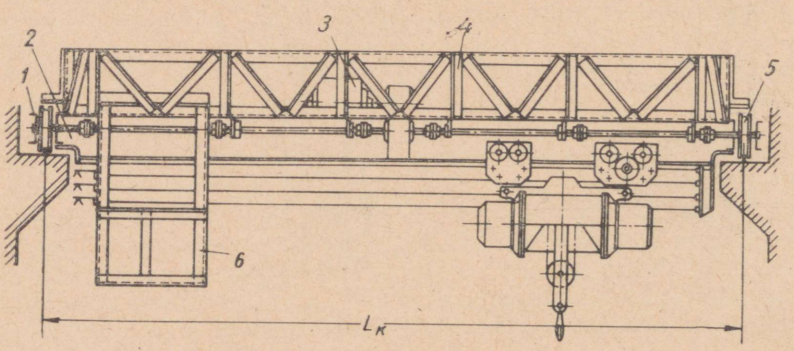
Kahetalaline sildkraana erineb eelmisest ainult selle poolest, et siin on sild kujundatud raamina kahest I-talast, mis on ühendatud otsataladega. Et anda sillale suuremat jäikust vertikaal- ja horisontaalpinnas, kinnitatakse talade külge tugevdamiseks sprenglid või sõrestikud. Kahetalalise sildkraana sõidumehhanism ei erine ühetalalise sildkraana sõidumehhanismist.

Kahetalalise sildkraana tõstemehhanismiks tõstevõimel 50—100 kN kasutatakse samuti käsitali, mis antud juhul on kinnitatud neljale rattale toetuva raami külge ja moodustab tõstevankri. Tõstevanker on varustatud käsiajamiga sõidumehhanismiga. Tõstevõimel 150—200 kN asendatakse tali käsivintsiga. Kasuteguri suurendamiseks kasutatakse silla ja vintsvankri sõiduratastе laagriteks veerelaagreid, lahtised hammasajamid asendatakse reduktoritega.

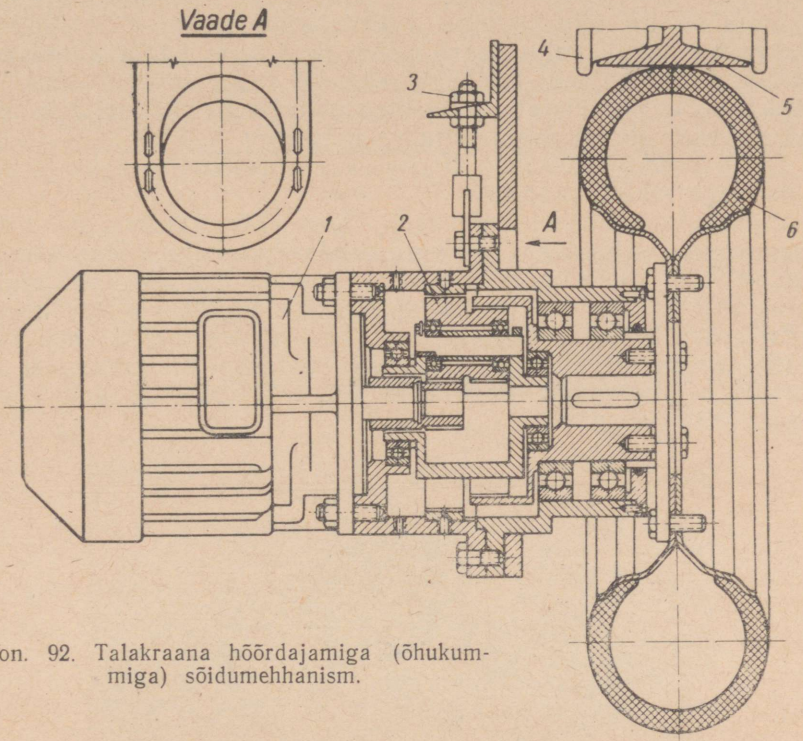
Elektriajamiga sildkraanad

Kõige lihtsamaks elektriajamiga sildkraanaks on talakraana (joon. 91). Talakraana tõstemehhanismiks on elektritelfer. Kandetalaks on kaksik-I-tala *2*, mis toetub otsataladele. Vajalik jäikus saavutatakse sprengliga või sõrestikabitalaga, mille külge kinnitatakse ka silla sõidumehhanism *3*. Silla sõidumehhanism koosneb elektrimootorist, reduktorist, transmissioonivõllist ja neljast äärisega rattast *5*, millest kaks on käitatavad.

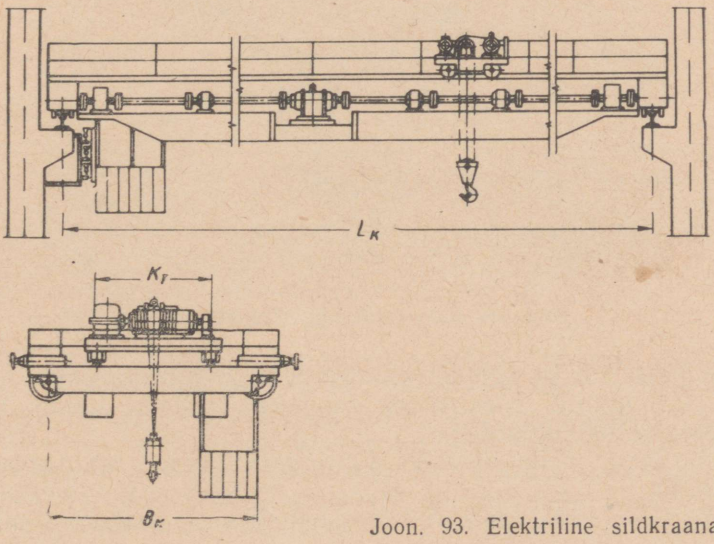
Talakraanade tõstevõime on 10—50 kN, sildeava 5—17 m, sõidukiirus 50—80 m/min. Sõidukiirusel kuni 50 m/min juhitakse kraana mehhanisme põrandalt rippuva lülituskarbi abil, sõidukiirusel üle 50 m/min on mehhanismide juhtimine üle viidud kabiini *6*, mis on kinnitatud kraana tala külge.



Joon. 91. Talakraana elektritelferiga.



Joon. 92. Talakraana hõõrdajamiga (õhukummiga) sõidumehhanism.

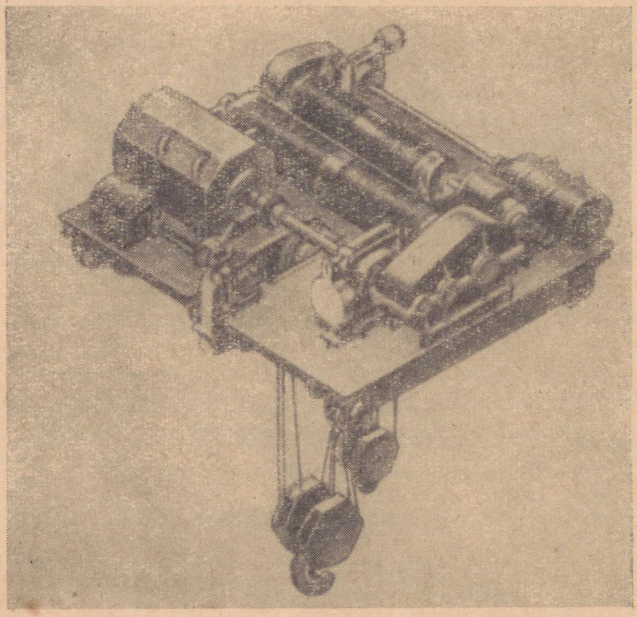


Joon. 93. Elektriline sildkraana.

10—20 kN tõstevõimega talakraanade sõidumehhanismiks kasutatakse ka õhukummiga hõõrdajamit (joon. 92). Selline talakraana toetub nelja paari rullidega *4* kahe I-tala alumistele vöödele *5*. Kummalegi talale on altpoolt vastu surutud õhukummiga ratas *6*, mis käitatakse elektrimootorilt *1* reduktori *2* kaudu. Rataste vastusurvet reguleeritakse poltidega *3*.

Elektrilised sildkraanad liigitatakse üldkasutatavateks ja eriülesandega sildkraanadeks.

Üldkasutatavaid sildkraanasid (joon. 93) kasutatakse tööstusettevõtete tsehhides. Olenevalt kandevõimest ja töötamistingimustest võib ühele vintsvankrile monteerida ühe või kaks vintsi (joon. 94). Kahe vintsi korral nimetatakse suurema tõstevõimega vintsi peavintsiks ja väiksemat — abivintsiks. Kumbki vints käitatakse eri mootorilt reduktori kaudu. Mõnedel sildkraanadel on tootlikkuse suurendamiseks ühele sillale paigutatud kaks ühesugust vintsvankrit.



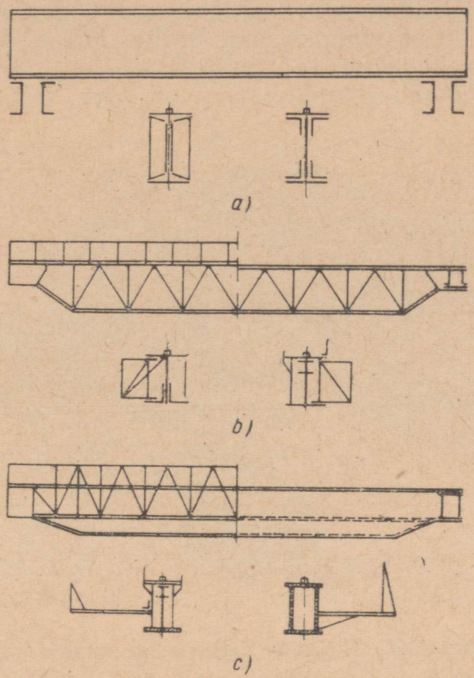
Joon. 94. Kahe konksuga vintsvanker.

Nii tõste- kui ka sõidumehhanismidel on individuaalne ajamipidur ja lõpplüliti. Elektritoide saadakse trolleide kaudu libisevate vooluvõtukontaktidega.

Sildkraana mehhanismide juhtimisaparatuur on koondatud juhikabiini.

Elektrilise sildkraana sild koosneb kahest peatalast, mis on

jäigalt ühendatud otsataladega. Kraana töökoormust kannavad põhiliselt peatalad, mille tõttu need peavad olema küllaldase tugevuse ja jäikusega nii vertikaal- kui ka horisontaalpindades.



Joon. 95. Elektrilise sildkraana kandetalad:
a — täistala; *b* — sõrestiktala; *c* — karptala.

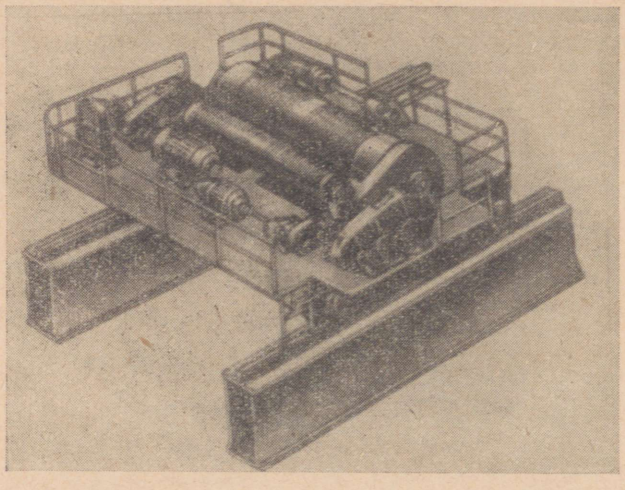
Kraanasilla põhiparameetriteks on:

L_k — kraana sildeava, sõiduratasteroobaste vahekaugus m;
B_k — kraana baas, sõiduratasteltelgede vahekaugus (kahe sõiduratta korral otstalal) või sõiduratastevankrite telgede vahekaugus (enam kui kahe sõiduratta korral) m;
K_t — vintsvankri roobaste vahekaugus m;
H — peatala kõrgus m.

Vintsvankri, lasti ja omaraskuse mõjul töötavad sillatalad paindele. Läbipindumise mõju vähendamiseks valmistatakse suure sildeavaga ($L_k > 17$ m) talad eelkumerusega. Otsatalad kujundatakse keeviskonstruktsioonina lehtterasest. Otsatalade kõrgus sõltub peatalade kõrgusest ja valitakse tavaliselt 40—50% peatala kõrgusest. Elektriliste sildkraanade peatalad valmistatakse keeviskonstruktsioonina ja kujundatakse üheleheliste

täisseinaliste taladena (joon. 95, *a*), kaheleheliste täistaladena (joon. 95, *c*) ja sõrestiktaladena (joon. 95, *b*).

Talade ülemisele vööle kinnitatakse vintsvankri sõidutee roopad (joon. 96). Ühele või mõlemale poole peatalasid on kinnitatud kraana teenindamisrõdud, mille külge kinnitatakse ka kraana sõidumehhanism ja voolujuhtmed vintsvankri mootorite toiteks. Teenindamisrõdu kandjaks on tavaliselt sõrestikabitala.



Joon. 96. Elektrilise sildkraana vintsvanker.

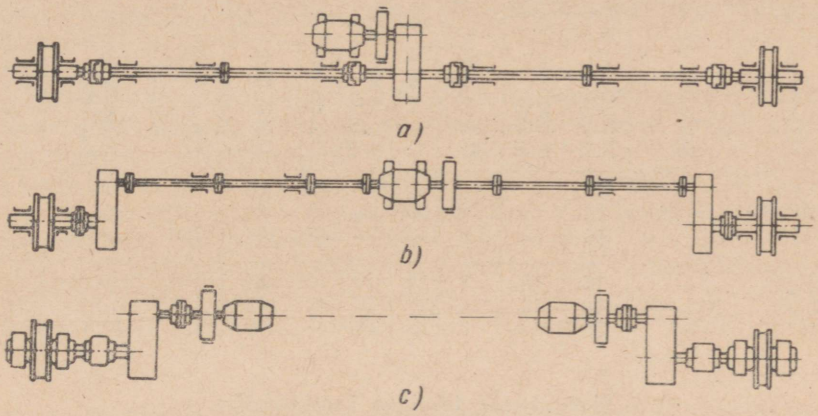
Sõrestik-peatala korral koosneb ta kahest vertikaalsest sõrestikust, millest üks on pea- ja teine abitala. Abitala ülesandeks on antud juhul peatala külgjäikuse suurendamine, milleks pea- ja abitala ülemised vööd, samuti ka alumised vööd, on ühendatud sõrestikuga ja taladevaheliste diagonaalidega. Sõrestiktalad tervikuna moodustavad seega ruumilise sõrestiku, millel on vajalik jäikus nii vertikaal- kui ka horisontaalpindades.

Täisseinaliste talade valmistamine on sõrestiktaladest odavam, kuid sildeavaga üle 17 m kujunevad need kaalult raskeks ja on väiksema külgjäikusega. Tõstevõimetel 50—100 kN kasutatakse peamiselt sõrestiktalasid ja tõstevõimetel $\geqslant$ 750 kN ühe- või kahelehelisi täistalasid, kusjuures ühelehelise tala kõrgus on suurem kahelehelise tala kõrgusest.

Sildkraana sõidumehhanismi võib kujundada aeglasekäigulise transmissioonivõlliga (joon. 97, *a*), kui transmissioonivõll on reduktori väljuvaks võlliks. Antud juhul, tingituna suuremast väändekoormusest, kujuneb võlli läbimõõt suureks ja vastavalt suurenevad ka sidurite, laagrite ja teiste detailide mõõtmed, koos sellega ka kogu ajami mõõtmed.

Kiirekäigulise transmissioonivõlli (joon. 97, *b*) korral käitab võlli otseselt elektrimootor ja moment kantakse ratastele üle rataste vahetus läheduses asuvate reduktorite kaudu. Reduktori ülekandekordselt väiksemat väändemomenti aluseks võttes kujunevad nii võlli kui ka võlliga seostatud detailide ja sõlmede mõõtmed väikesteks.

Silla sõidumehhanismi konstruktsioonides kasutatakse ka



Joon. 97. Elektrilise sildkraana silla sõidumehhanisme:
a — aeglasekäigulise transmissioonivõlliga; *b* — kiirekäigulise transmissioonivõlliga; *c* — individuaalajamitega (transmissioonivõllita).

rataste vahetusse lähedusse asetatud eraldi ajameid (joon. 97, *c*) sünkroonselt töötavate elektrimootoritega. Sel juhul kaob transmissioonivõlli ja selle tugi- ja liiteelementide vajadus, ajamitevaheline koormus jaotub ühtlasemalt ja mootorite summaarne võimsus ei ületa tsentraalajami mootori võimsust. Samal ajal aga vähenevad elektrimootorite hoomomendid ja väheneb käivitamisaeg.

Vintsvankri raam valmistatakse lehtterasest keeviskonstruktsioonina. Raamile monteeritakse tõstemehhanism ja vankri sõidumehhanism. Mehhanismide paigutus raamil peab kindlustama vintsvankri sõiduratastе ühtlase koormuse.

Tõstemehhanismis rakendatakse horisontaalset reduktorit tüüp PM ja sõidumehhanismis vertikaalset reduktorit tüüp BK.

GOST 7464-54 määratleb kerge töörežiimiga elektriliste sildkraanade parameetrid tõstevõimele 50—500 kN; GOST 3332-54 sama tõstevõimega, kuid keskmise ja raske töörežiimiga kraanade parameetrid (tabel 40); GOST 6711-53 — üldkasutatavate kahe tõstemehhanismiga, tõstevõimega 750—2500 kN sildkraanade parameetrid.

Hüdroelektrijaamade ehitustel kasutatakse montaažitöödel erijuhtudel ka sildkraanasid tõstevõimega 4500—5000 kN.

Tabel 40

Ühe ja kahe tõstemehhanismiga keskmise ja raske tööreżiimiga üldkasutatavad sildkraanad (GOST 3332-54)

Tõstevõime kN	Sildeava m	Tõstemehhanismi konksude tõste kõrgus m		Kiirus m/min						Kraana baasi mõõtmed m	Vankrirataste vahe
				peatõstemehhanismil		abitõstemehhanismil	vintsvankril	kraana sillal			
		peamehhanismil	abimehhanismil	*PB* = 25%	*PB* = 40%			*PB* = 25%	*PB* = 40%		
50	11—32	16	—	10	20	—	40	80	120	3,5—5,0	1,4
100		16	—	8	20	—	40	80	120	4,4—5,0	1,4
150		16	—	8	20	—	40	80	120	4,4—5,0	2,0
150/30	10,5—32	16	18	8	20	20	40	80	120	4,4—5,0	2,0
200/50		12	14	8	20	20	40	80	120	5,1	2,5
500/100		12	14	8	20	20	40	80	120	5,25	2,5

Sildkraanade tehniline karakteristika
GOST 6711-53 järgi:

Tõstevõime
- peatõstemehhanismil . . . . . 750 ÷ 2500
- abitõstemehhanismil . . . . . 200 ÷ 300

Sildeava m . . . . . 10,5 ÷ 31,5

Tõstekõrgus m
- peakonksul . . . . . 16 ÷ 32
- abikonksul . . . . . 18 ÷ 34

Tõstekiirus m/min
- peamehhanismil . . . . . 0,4 ÷ 4,5
- abitõstemehhanismil . . . . . 6 ÷ 7,5

Sõidukiirus m/min
- sillal . . . . . 20 ÷ 85
- vintsvankril . . . . . 12 ÷ 45

Aastatel 1956—1958 teostas ВНИИПТМАШ meie maa paljudes tehastes ühetüübiliste üldkasutatavate, tõstevõimega 50—500 kN, sildkraanade töö jälgimist, et kindlaks teha kraanade detailide tööiga.

Töö tulemused näitasid, et trosside tüüp 6 × 37 + 1 ja 6 × × 19 + 1 läbimõõduga 17,5 ja 26 mm tööiga on haardekopaga kraanadel 1,7 korda väiksem kui konksuga tõstemehhanismidel, mille trosside keskmiseks ekspluatatsiooniperioodiks on arvestatud 5 kuud. Konksuga tõstemehhanismide trosside suurim tööiga oli 12 kuud.

Terasest piduritrumlite tööiga oli 9 kuud, pidurilintidel — 3—7 kuud. Siit võib teha järelduse, et mehhanismide konstrueerimisel tuleb arvestada piduritrumlite tööea tõstmist 2 kuni

3 korda, pidurilintidel aga 10 kuni 15 korda. Silla sõiduratasteööperiood on 5,5—6 kuud, vintsvankri ratastel 13 kuud. Reduktorite PM iga on 20—26 kuud, reduktoritel BK — 24 kuud.

Tõste-transportmasinate metallkonstruktsioonideks on tänapäeval hakatud kasutama ka alumiiniumisulameid, mille lubatav pinge on ligilähedane terastele (tabel 41).

Alumiiniumisulamite kasutamine sildkraanade konstruktsioonides võimaldab vähendada nende massi 50 kuni 55%. Sellega väheneb rataste koormus 25 kuni 30% ja väheneb ka elektrimootorite vajalik võimsus.

Alumiiniumisulamid on hästi töödeldavad, on kõrge korrosioonikindlusega ega anna löögil sädet, mis on eriti ohtlik plahvatusohtlikes töötingimustes.

Kodumaine kraanaehitus areneb täielikult unifitseeritud kraanade projekteerimise ja ehitamise suunas. Kraanajuhile luuakse maksimaalsed mugavused. Viimastel aastatel uuritakse võimalusi kraanamehhanismide kaugjuhtimise juurutamiseks. ВНИИПТМАШ УЗТМ, Сибтяжмаш ja teised tehased kasutavad unifitseeritud kraanadel laialdaselt standardseid sõlmi, nagu

Tabel 41

Neetkonstruktsioonides kasutatava alumiiniumisulami ALMgSi (minimaalse tõmbetugevusega $32 \cdot 10^7$ N/m² ja voolupiiriga $25 \cdot 10^7$ N/m²) **ja terase Ст. 37** (lähedane terasele Ст. 3 kп) **lubatavate pingete võrdlus SDV andmeil.**

Pinge iseloom	Lubatav pinge N/m²			
	Põhikoormuse tingimustes		Põhi- ja lisakoormuse tingimustes	
	Alumiiniumkonstrukts.	Terasest konstrukts.	Alumiiniumkonstrukts.	Terasest konstrukts.
Tõmme, paine	$1500 \cdot 10^5$	$1600 \cdot 10^5$	$1700 \cdot 10^5$	$1800 \cdot 10^5$
Surve	$1500 \cdot 10^5$	$1400 \cdot 10^5$	$1700 \cdot 10^5$	$1600 \cdot 10^5$
Nihe	$900 \cdot 10^5$	$920 \cdot 10^5$	$1020 \cdot 10^5$	$1040 \cdot 10^5$

elektrimootorid, reduktorid, pidurid, hammassidurid, sõidurattad koos veerelaagrite ja puksidega, konksuplokid, tsentraliseeritud määrdesüsteemid jne. Standardsete sõlmede kasutamine võimaldab märgatavalt alandada kraanade omahinda.

Unifitseerimine eeldab põhimõõtmete ja -parameetrite tüpiseerimist, mis võimaldab vahetada sõlmi, parandada ekspluatatsioonitingimusi, hooldust ja remonti, vähendada kraana massi ja suurendada kogu kraana töökindlust ja töösuutlikkust.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED

1. Määrata käsikäitamisega sildkraana tõstemehhanismi ja sõidumehhanismi võimsused.

2. Tooge näiteid käsikäitamisega ja elektrilise käitamisega sildkraanade praktilisest rakendamisest.

3. Elektrilise sildkraana elemendid ja nende parameetrid.

4. Elektrilise sildkraana tõste- ja sõidukiiruse määramine.

5. Tõste-transportmasinate arengu perspektiivid.

2. PEATÜKK

PIDEVA TÖÖVIISIGA TRANSPORTSEADMED.

Perioodilise tööviisiga tõstemasinate kõrval kasutatakse mitmesugustes rahvamajandusharudes (mäetööstuses, rikastamistehastes, metallurgiatehastes, masinaehituses, aparaadiehituses jm.) tükk- ja puistelasti massiliseks ümberpaigutamiseks pideva tööviisiga transportseadmeid — konveiereid, elevaatoreid, rippuvaid trossteid, transporteerivaid torusid jne. Pideva tööviisiga transportseadmete kompleksne rakendamine mehhaniseerimise süsteemis võimaldab likvideerida füüsilise töö transpordioperatsioonides, määrata kõige efektiivsema tootmisrütmi, tõsta tootlikkust ja anda alused tootmisprotsesside automatiseerimiseks.

Partei ja valitsuse poolt kommunismi materiaal-tehnilise baasi loomiseks püstitatud ülesannete lahendamisel pööratakse üha rohkem tähelepanu vooltootmisele, mis pole mõeldav ilma pideva tööviisiga transportseadmeteta.

§ 7. PAINDUVA VEOELEMENDIGA TRANSPORTSEADMED

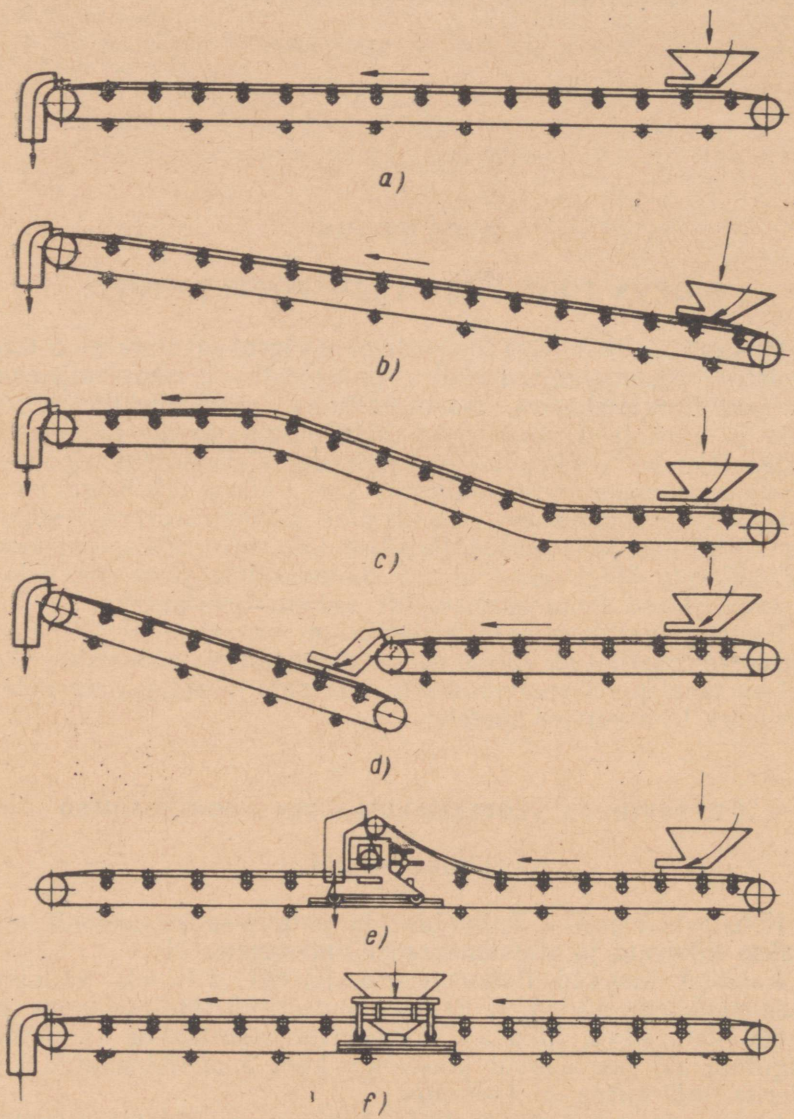
Lintkonveierid

Konstruktsioonilise kujunduse ja paigutuse seisukohalt eristatakse liikuvaid ja statsionaarseid lintkonveiereid.

Ratastel liikuvad lintkonveierid (GOST 2103-60) valmistatakse ulatusega 10, 15 ja 20 m kummeeritud lindi laiusega 400 ja 500 mm. Peale liikuvate konveierite kasutatakse ka ümberpaigutatavaid konveiereid pikkusega kuni 5 m. Nimetatud konveierite lindi kiirus on 1—4 m/s.

Statsionaarsed lintkonveierid liigitatakse üldkasutatavateks konveieriteks (GOST 10624-63), mida rakendatakse peamiselt materjale töötlevates tehastes, ehitustel jm., ja spetsiaalseteks konveieriteks — kasutamiseks mäetööstuses, toiduainete tööstuses jne.

Olenemata lintkonveieri konkreetsest tööülesandest iseloomus-



Joon. 98. Lintkonveierite geomeetrilised skeemid:
a — horisontaalne; *b* — kaldu; *c* — kahe murdega; *d* — vahepealse ümberlaadimisega kaksikkonveier; *e* — horisontaalne, liikuva lossimisvankriga konveier; *f* — horisontaalne, liikuva laadimisvankriga konveier.

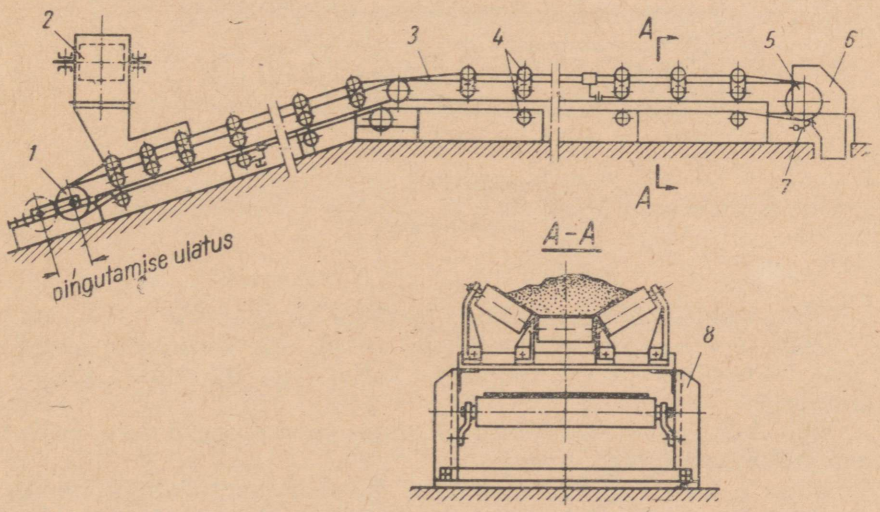
tatakse tema väliskontuuri lasti liikumistee geomeetrilise kuju järgi (joon. 98). Selle tunnuse alusel nimetatakse lintkonveiereid horisontaalseteks, kald-, horisontaalkald- ja mitme murdega konveieriteks.

Statsionaarne lintkonveier (joon. 99) koosneb tugevast ja jäigast profiilterasest valmistatud raamist *8*, millele kinnitatakse vedav trummel *5*, veetav ehk pingutustrummel *1*, elektrimootorist ja reduktorist koosnev ajam, kande- ja tugirullid *4* ja lint *3*. Viimane haarab vedava ja veetava trumli ja on toetatud kande- ja tugirullidega, mille ülesandeks on lindi juhtimine ja liigse läbivajumise vältimine. Lasti suunamiseks lindile ja sealt eemaldamiseks kasutatakse laadimiskolu *2* ja lossimiskolu *6*. Lossimiskolu võib täita ka teisele konveierile ümberlaadija ülesannet. Kleepuvate materjalide transpordil asetatakse lindi mahajooksva haru alla lindi puhastusmehhanism *7*.

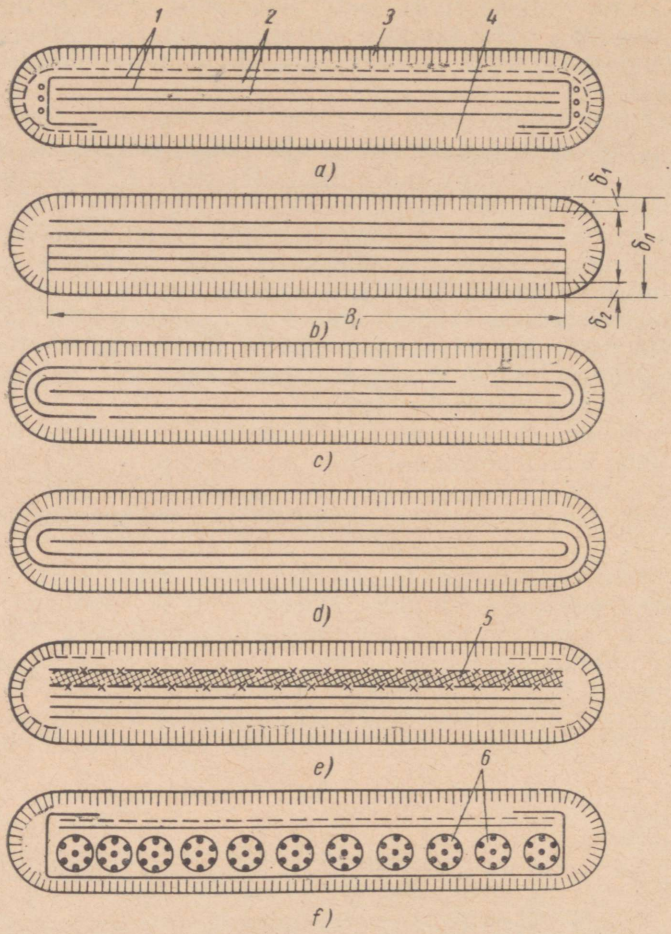
Lasti kande- ja veoelemendiks kasutatakse kummeeritud linti (joon. 100). Lindi põhimaterjaliks on puuvillane kangas belting (margid Б-820, ОПБ-5 ja ОПБ-12) ja nöörist põimitud kangas, mis moodustavad omavahel kummiga *2* kokkuvulkaniseeritud kihid *1*.

Kihtideks kasutatakse ka sünteetilisest materjalist kangaid. Kõrge tugevusega lintidel laiusega 900 ja 1200 mm vulkaniseeritakse kihtide vahele terastrossid läbimõõduga 4,2 ja 5,1 mm. Lindi töötav pind *3* on kaetud 1,5—10 mm paksuse ja mittetöötav pind *4* 1—1,5 mm paksuse kummikihiga.

Statsionaarsetel lihtkonveieritel kasutatakse linte laiusega 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800 ja 2000 mm.



Joon. 99. Lintkonveier.



Joon. 100. Kummeeritud lintide ristlõikeid:
a — tüüp A-1; *b* — tüüp A-2; *c*, *d* — tüüp B; *e* — kuumuskindel; *f* — terastrossidega.

Konstruktsioonilt on linte nelja tüüpi (joon. 100):

tüüp A-1 — lõigatud kihtidega lindid, mis koosnevad servadest tugevdatud ja mõlemapoolse kattekihiga üksikutest kangakihtidest;

tüüp A-2 — lõigatud kihtidega, ilma serva tugevduseta, mõlemapoolse kattekihiga lindid;

tüüp A-3 — lõigatud kihtidega, ühepoolse kattekihiga lindid;

tüüp B — kihtide kaupa kokkukeeratud ja spiraalselt kokkukeeratud lindid.

Kõrge temperatuuri tingimustes (kuni 100° C) töötavatel lintidel kasutatakse asbestikihti *5* (joon. 100, *e*) ja madalatel temperatuuridel (kuni —45° C) — külmakindlat kummi.

Kihtide arv oleneb lindi laiusest ja tüübist ja on toodud tabelis 42 (GOST 20-62).

Vajalik lindi kihtide arv i_l määratakse arvutusega tõmbele

$$\sigma_t = \frac{S_{max}}{B_l i_l} \leqslant \frac{\sigma_{Tk}}{k} \text{ N/m, millest } i_l = \frac{kS_{max}}{B_l \sigma_{Tk}}. \qquad (201)$$

Siin k on lindi varutegur tõmbele, mis võetakse $k = 9$, kui $i_l = 2 \div 3$; $k = 9{,}5$, kui $i_l = 4 \div 5$; $k = 10$, kui $i_l = 6 \div 8$; $k = 10{,}5$, kui $i_l = 9 \div 11$; $k = 11$, kui $i_l = 9 \div 11$; $k = 11$, kui $i_l = 12 \div 14$;

S_{max} — lindi maksimaalne tõmbejõud N, mis võrdub vedavale trumlile pealejooksva lindiharu koormusega;

B_l — lindi laius m;

σ_{Tk} — ühe kihi laiusega 1 m tõmbetugevus, mis on võrdne $55 \cdot 10^3$ N/m beltingul Б-820; $115 \cdot 10^3$ N/m beltingul ОПБ-5 ja ОПБ-12; $119 \cdot 10^3$ N/m nöörist punutud kangal; $180 \cdot 10^3$ N/m kaproonil К-4-3 ja $300 \cdot 10^3$ N/m kaproonil К-12-3 ja aniidil А-12-3.

Konveieri suure tõusunurga korral kasutatakse spetsiaalseid astmetega, ribadega ja lindiga risti kujundatud tõketega linte. Kasutatakse samuti kõrgendatud ääristega linte.

Peale kummeeritud lintide leiavad kasutamist ka õhukesed, valtsitud teraslindid terastest 40Г, 65Г ning roostekindlast terasest laiusega 350—800 mm ja pikiõmblustega lindid laiusega kuni 4 m, milliseid rakendatakse peamiselt kuni 300° C tempera-

Tabel 42

Konveieri lintide kihtide arv

Lindi laius mm	Tüüp А-1			Tüüp А-2		Tüüp А-3	Tüüp В
	ОПБ-5	ОПБ-12	Nöörist põimitud kangas	Б-820	Nöörist põimitud kangas	Б-820	Б-820
300	—	—	—	3—4	—	3—4	3—4
400	—	—	—	3—5	—	3—4	3—4
500	—	—	—	3—6	—	3—4	3—4
650	3—5	3—5	3—5	3—7	3—5	3—5	3—5
800	3—6	3—6	3—6	4—8	3—6	3—5	3—5
1000	4—8	4—8	4—8	5—10	4—8	3—6	3—6
1200	5—9	5—9	5—9	6—10	5—9	—	—
1400	6—10	6—10	6—10	7—10	6—10	—	—
1600	7—10	7—10	7—10	—	7—10	—	—
1800	8—12	8—12	8—12	—	8—12	—	—
2000	9—12	9—12	9—12	—	9—12	—	—

tuuriga lastide transpordiks lindi kiirusega kuni 1 m/s. Mõnikord kasutatakse ka liigend- ja punutud võrklinte.

Konveieri kalle sõltub transporditava materjali iseloomust, aga samuti ka lindi materjalist ja tüübist. Lindi maksimaalselt lubatavad kalded erinevatele materjalidele on toodud tabelis 43.

Tabel 43

Lintkonveieri maksimaalselt lubatavad kalded

Transporteeritav materjal	Maksimaalselt lubatavad kalded β kraadides ja lindi tõus h meetrites 10 m kohta					
	Künakujulise tööpinnaga kummeeritud lint				Tasapinnaline teraslint, sileda pinnaga	
	sileda pinnaga		rihveldatud pinnaga			
	β	h	β	h	β	h
Kivisöe brikett	15	2,7	27	5,10	10	1,76
Sorteeritud kruus	15	2,7	—	—	10	1,76
Teravili	18	3,25	—	—	13	2,31
Vormimuld peale valu	24	4,45	34	6,75	16	2,87
Niiske vormimuld	26	4,88	35	7,00	19	3,44
Sorteerimata killustik	18	3,25	30	5,77	12	2,13
Sorteerimata koks	18	3,25	30	5,77	13	2,31
Värske saepuru	27	5,09	34	6,75	20	3,64
Pulberlubi	23	4,24	27	5,10	19	3,44
Kuiv peenike liiv	16	2,87	30	5,77	13	2,31
Niiske liiv	26	4,88	35	7,00	20	3,64
Maak, tükisuurusega $a \geqslant 100$ mm	18	3,25	30	5,77	12	2,13
Maak, purustatud $a < 600$ mm	20	3,64	30	5,77	10	1,76
Kivisüsi, pähkel	17	3,05	20	3,64	10	1,76
Kivisüsi, sorteerimata	18	3,25	27	5,10	13	2,31
Kivisüsi, sõelajääk	22	4,04	30	5,77	16	2,87
Tsement	20	3,64	27	5,10	14	2,49
Niiske kivisõešlakk	22	4,04	28	5,32	16	2,87
Peenkillustik	22	4,04	30	5,77	12	2,13

Lindi veojõud saavutatakse lindi haardest vedava trumli ümber. Lindi pealejooksva S_p ja mahajooksva S_m haru pinguste omavaheline seos sõltuvalt haardenurgast ning lindi ja trumli pindade vahelisest hõõrdetegurist on ligikaudselt määratud Euleri tuntud valemiga

$$S_p \leqslant S_m e^{f\alpha} \text{ N}; \qquad (202)$$

siin S_p ja S_m on pealejooksva ja mahajooksva lindiharu pingus N;

e — naturaallogaritmide alus;

f — lindi ja trumli pindade vaheline hõõrdetegur;

α — lindi haardenurk trumliga rad.

Vedava trumli ringjõu, mis on võrdne lindi veojõuga, leiame valemist

$$P = S_p - S_m \text{ N};$$

kuna

$$S_m = \frac{S_p}{e^{f\alpha}},$$

siis

$$P = S_p - \frac{S_p}{e^{f\alpha}} = S_p \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \text{ N} \qquad (203)$$

ehk

$$P = S_m e^{f\alpha} - S_m = S_m (e^{f\alpha} - 1) \text{ N}. \qquad (204)$$

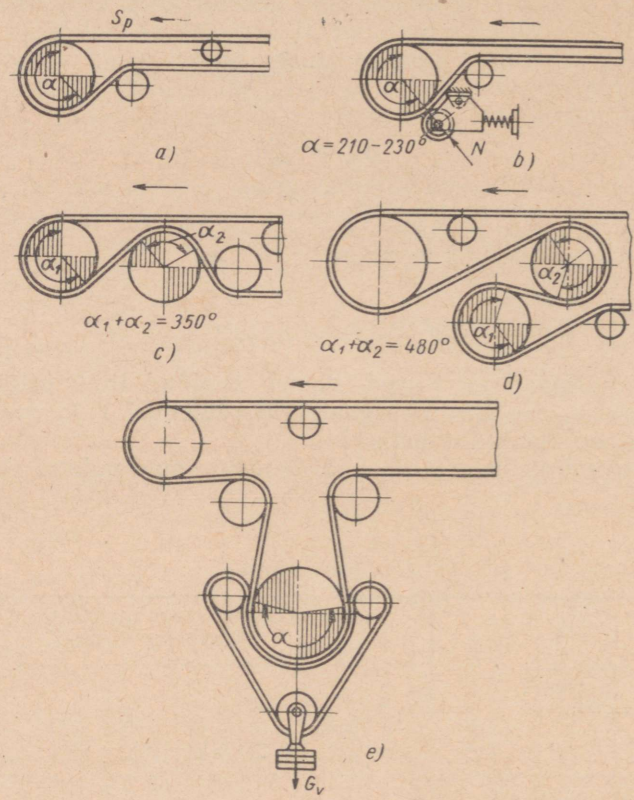
Nagu näitavad arvutused, oleneb veojõud lindi eelpingusest, hõõrdetegurist ja haardenurgast. Hõõrdeteguri f ja suuruse $e^{f\alpha}$ väärtused on toodud tabelis 44.

Ühe trumliga veoajami haardenurga suurendamiseks kasu-

Tabel 44

f ja $e^{f\alpha}$ suurused

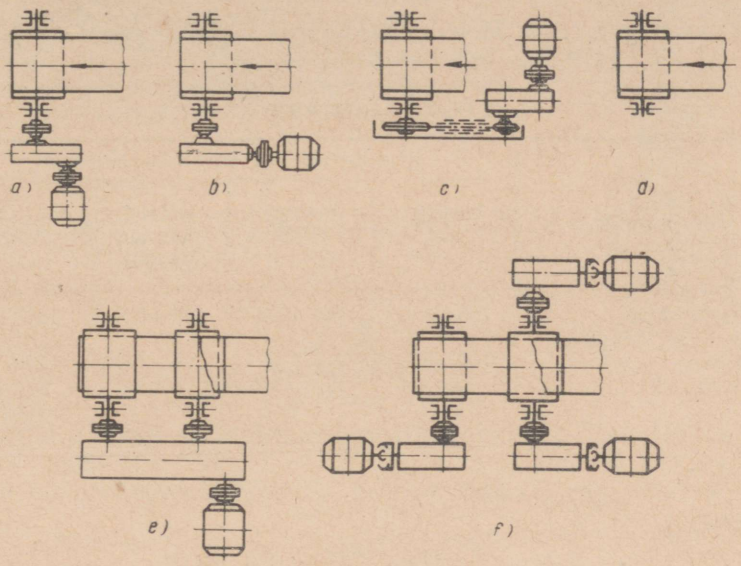
Hõõrdepindade iseloomustus ja trumli töötamistingimused	Hõõrdetegur f	$e^{f\alpha}$ suurused nurkadele kraadides (rad)							
		180 (3,14)	210 (3,66)	240 (4,19)	300 (5,24)	360 (6,28)	400 (7,0)	480 (8,38)	540 (9,42)
Malmist või terasest trummel väga niiskes keskkonnas; mudane	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,32	2,57
Puidust või kummist kattega trummel niiskes keskkonnas; mudane	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,51	4,17
Malmist või terasest trummel niiskes keskkonnas; mudane	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	5,34	6,6
Malmist või terasest trummel kuivas keskkonnas; tolmune	0,30	2,56	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	12,35	16,9
Puidust kattega trummel kuivas keskkonnas; tolmune . .	0,35	3,00	3,61	4,33	6,25	9,02	11,62	18,78	—
Kummist kattega trummel kuivas keskkonnas; tolmune	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	28,56	43,4



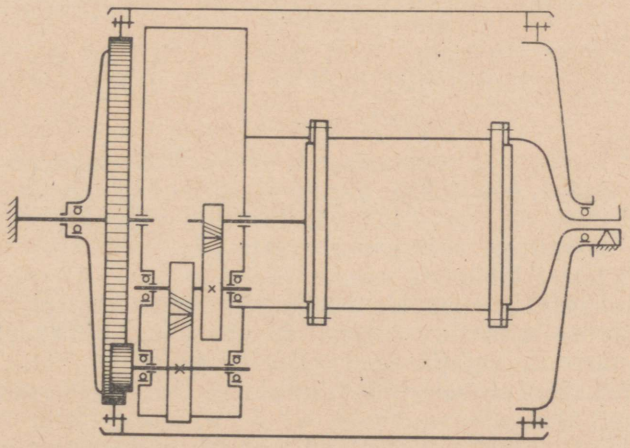
Joon. 101. Lindi haardeskeemid veotrumlitega:
a — ühe veotrumliga; *b* — ühe veotrumliga ja survetrumliga; *c*, *d* — kahe veotrumliga; *e* — ühe veotrumliga ja survelindiga.

tatakse kahe trumliga ajamit (joon. 101). Haardenurga suurendamist kasutatakse peamiselt raske töörežiimiga suure ulatusega konveieritel. Kõige rohkem on levinud ühe trumliga veoajam, mis koosneb elektrimootorist ja reduktorist. Lintkonveierite ajamite skeemid on toodud joonisel 102. Liikuvatel ja kerge töörežiimiga statsionaarsetel konveieritel rakendatakse elektritrumleid, s. o. sisseehitatud elektrimootoriga ja reduktoriga trumleid (joon. 103).

Trumlid valmistatakse valukonstruktsioonina malmist СЧ 12-28 ja keeviskonstruktsioonina lehtterasest Ст. 3. Hõõrdeteguri suurendamiseks kaetakse veotrummel kummikihiga või puitkattega. Trumlite eksperimentaalkonstruktsioonidel on kasutatud ka rihveldatud kummikatet ja trumli pinnale külmalt liimitud kummikihti. Lindi tsentreerimiseks valmistatakse veotrumlid kumerdatud pinnaga (kumeruse kõrgus 1,5—4 mm).



Joon. 102. Lintkonveieri ajamite skeem:
a — silinderreduktoriga; *b* — koonus-silinderreduktoriga; *c* — silinderreduktoriga ja kettajamiga; *d* — elektrirulliga; *e* — diferentsiaalreduktoriga; *f* — mitme mootoriga ajamisüsteemiga.



Joon. 103. Elektritrumli kinemaatiline skeem (ВНИИПТМАШ).

Trumli läbimõõt oleneb lindi kihtide arvust:

$$D \geqslant k_r i_l \text{ mm}, \qquad (205)$$

kus k_r on tegur, mis iseloomustab trumli tööd ja lindi tüüpi; k_r valitakse tabelist 45.

Tabel 45

Teguri k_r suurused

Trumli töö iseloom	k_r suurused, kui kihi materjaliks on			
	belting 820	belting ОПБ	nöörist punutud kangas	sünteetiline kangas
Vedav trummel . . .	125—150	160—200	170—200	160—180
Lõpp- ja pingutustrummel	100—125	140—160	160—170	125—150
Juhttrummel	80—100	125—140	125—140	90—100

Arvutuse teel saadud tulemus ümardatakse trumli lähimale standardsele läbimõõdule: 250, 320, 400, 500, 630, 800, 10000, 1250 ja 1600 mm. Trumli valitud läbimõõt kontrollitakse pindsurvele:

$$q = \frac{P}{\frac{\pi D}{360} \alpha B_l} = \frac{360P}{\pi D \alpha B_l} \leqslant [q] \text{ N/m}^2 \qquad (206)$$

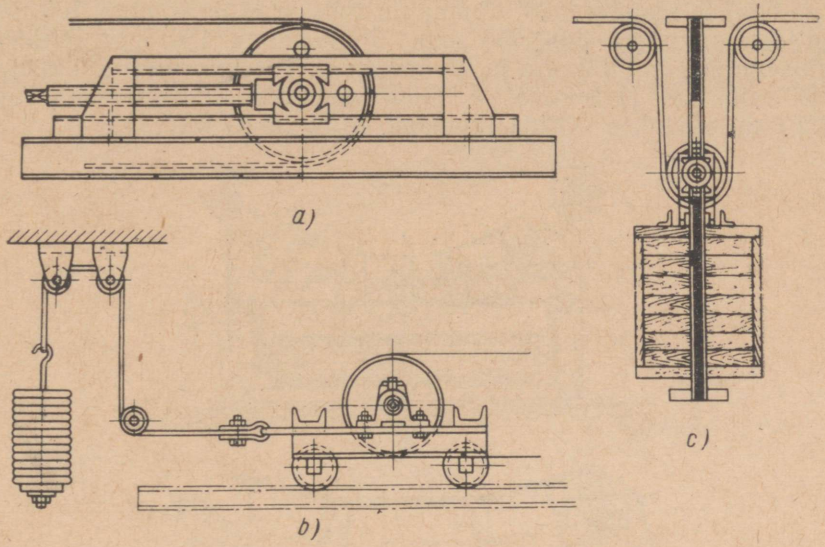
kus P on trumli suurim veojõud N;
α — trumli haardenurk lindiga kraadides;
B_l — lindi laius m;
$[q]$ — lubatav pindsurve kummeeritud lindil on $(1600—3500) \cdot 10^5$ N/m².

Trumli pikkus valitakse lindi laiusest 100 kuni 200 mm suurem. Trossidega tugevdatud lindi korral on trumli läbimõõt

$$D \geqslant k_t d_t \text{ mm},$$

kus k_t on tegur, mis iseloomustab trumli töö iseloomu ja võetakse $500 \div 250$ piires, kusjuures vedavale trumlile võetakse suuremad väärtused ja pingutus- ning juhttrumlitele väiksemad väärtused;
d_t — trossi läbimõõt mm.

Pingutustrumli ülesandeks on lindi venimise kompenseerimine, lindi rippumise vältimine tugirullide vahel ja lindile eelpinguse andmine, mis on vajalik haardejõu tekitamiseks lindi ja veotrumli vahel. Lintkonveieritel kasutatakse kruvimehhanismiga ja vastukaaluga pingutusseadmeid, s. o. horisontaalseid trummelvankreid ja vertikaalseid rippseadmeid. Kruvimehhanismiga pingutusseadmel, mida rakendatakse konveieritel pikkusega kuni 50 m, on trumli (või pingutustrumli) telg monteeritud juhtpindade vahel liikuvatesse ja kruvide abil nihutatavatesse



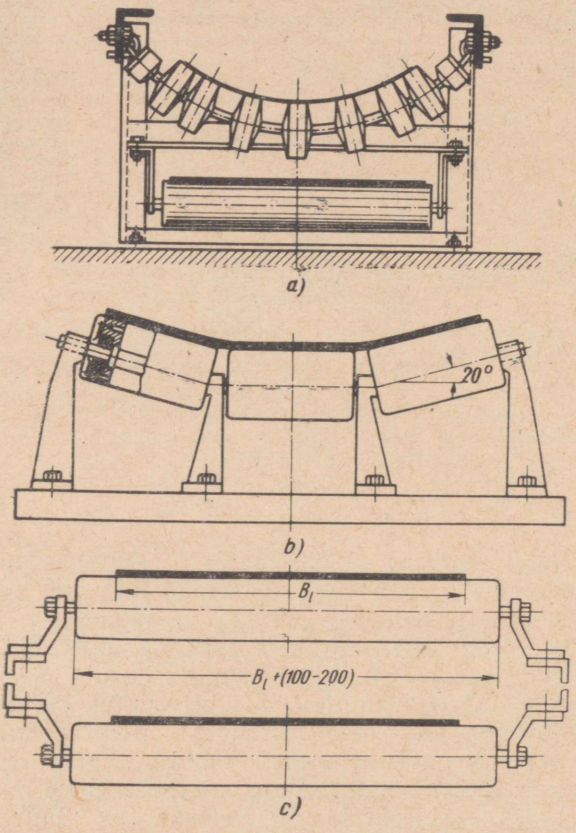
Joon. 104. Lintkonveieri pingutusseadmed:
a — kruvimehhanismiga; *b* — vankriga ja vastukaaluga; *c* — vaherulliga ja vastukaaluga.

tugedesse (joon. 104, *a*). Vastukaaluga trummel-vankril (joon. 104, *b*) on trummel monteeritud roobasteel liikuvale vankrile, mis on trossi (trosside) kaudu ühenduses vastukaaluga. Vastukaalu rippseadmeid (joon. 104, *c*) kasutatakse konveieritel ulatusega üle 80 ÷ 100 m, asetatuna lindi koormata harule. Seade koosneb kahest raamile paikselt kinnitatud juhttrumlist ja vastukaaluga seostatud, juhtpindade vahel liikuvast pingutustrumlist. Kui kruvimehhanismiga pingutusseade on lihtne, vajab aga perioodilist järelpingutust, siis vastukaaluga pingutusseade on automaatselt töötav, kuid konstruktsioonilt raskepärane. Suure ulatusega ja tootlikkusega lintkonveieritel kasutatakse spetsiaalse vintsiga pingutusseadmeid.

Konveierilindi tugielementideks on suuregabariidilise tükklasti transportimisel puidust või metallist liugtee (liugpinnad) puistelastide ja väikesegabariidiliste tükklastide korral — rullid. Liugtee on tavaliselt tasapinnaline ja annab seega võimalusi lindi kaldenurga suurendamiseks, võimaldab lasti sujuvat, tõugeteta liikumist, kuid põhjustab lindi kiiret kulumist ja suurendatud haardetakistuse tõttu vajab suuremat võimsust.

Tugirullid on monteeritud veerelaagritele. Laagrite tihendamiseks kasutatakse erinevaid tihendeid, millest otstarbekohasemaiks on osutunud labürinttihendid. Tugirullide valmistamiseks

kasutatakse standardseid tõmmatud torusid läbimõõduga 108 mm lintidele laiusega 400÷650 mm, läbimõõduga 159 mm lintidele laiusega 800 ÷ 1600 mm ja läbimõõduga 194 mm lindile laiusega 2000 mm. Abi- ja liikuvatele lintkonveieritele, lindi laiusega kuni 400 mm, võetakse rullide läbimõõt 63,76 ja 89 mm.

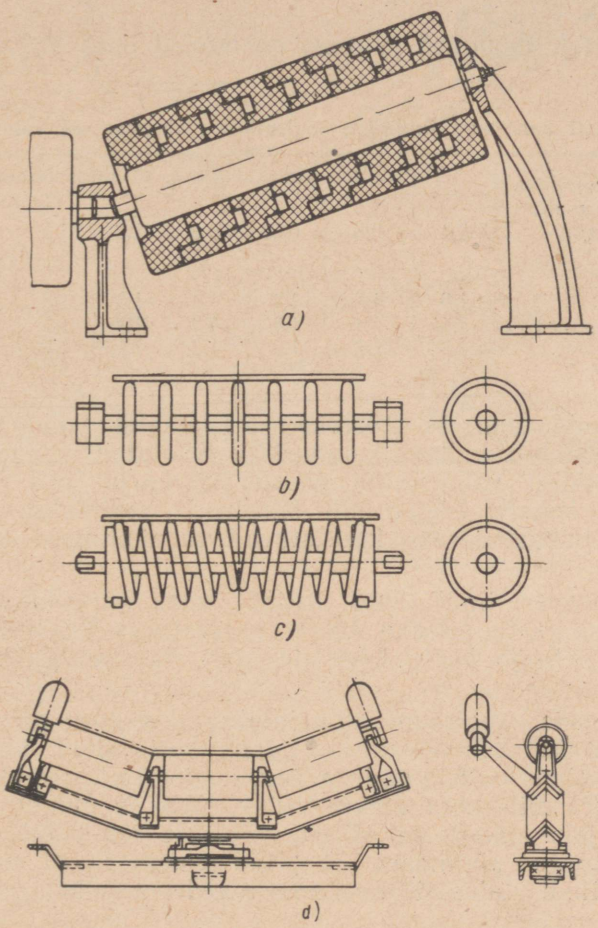


Joon. 105. Lindi rulltoed:
a — painduv, kummist rullidega; *b* — kolmikrulliga; *c* — ühe rulliga.

Olenevalt lindi laiusest kasutatakse koormaga lindiharu toetamiseks ühe, kahe, kolme ja viie rulliga tugesid (joon. 105). Koormata lindiharu toetamiseks kasutatakse tavaliselt ühe rulliga tugesid. Terasrullide kõrval on katsetamisjärgus plastmassist rullid. Üldine rulltugede pikkus peab olema 100 kuni 200 mm lindi laiusest suurem. Ühe ja kahe rulliga toed hoiavad lindi tasapinnalisena, kolme ja viie rulliga toed, külgmiste rullide kaldega 20°, annavad lindile küna kuju, millega suurendame kon-

veieri tootlikkust. Terasest lintidele rakendatakse tugirullideks spiraalvedrut.

Transporteeritava materjali poolt lindile antavate löökide vähendamiseks kasutatakse amortiseerivaid tugesid, mille rullid



Joon. 106. Spetsiaalsed rulltoed:
a — amortiseeruv; *b* — ketastega; *c* — vedrurulliga; *d* — tsentreeriv.

on varustatud kummist rõngastega (joon. 106, *a*). Koormata lindiharu toetamiseks kasutatakse ka ketastest (joon. 106, *b*) ja spiraalvedrust (joon. 106, *c*) kujundatud puhastusrulle.

Lindi külgnihkumise vältimiseks tööolukorras rakendatakse üle 4 kuni 5 tavalise rulltoe vertikaalsete rullidega tsentreerivaid rulltugesid (joon. 106, *d*).

Koormaga lindiharu rulltugede soovitatavad vahekaugused on toodud tabelis 46.

Laadimiskohal rullide vahekaugust tavaliselt vähendatakse, kuid koormata harul suurendatakse tugirullide vahekaugust kuni kaks korda.

Tugirullide mõõtmed ja mass on toodud lisas 31.

Tabel 46

Lintkonveieri koormaga lindiharu tugirullide maksimaalsed vahekaugused

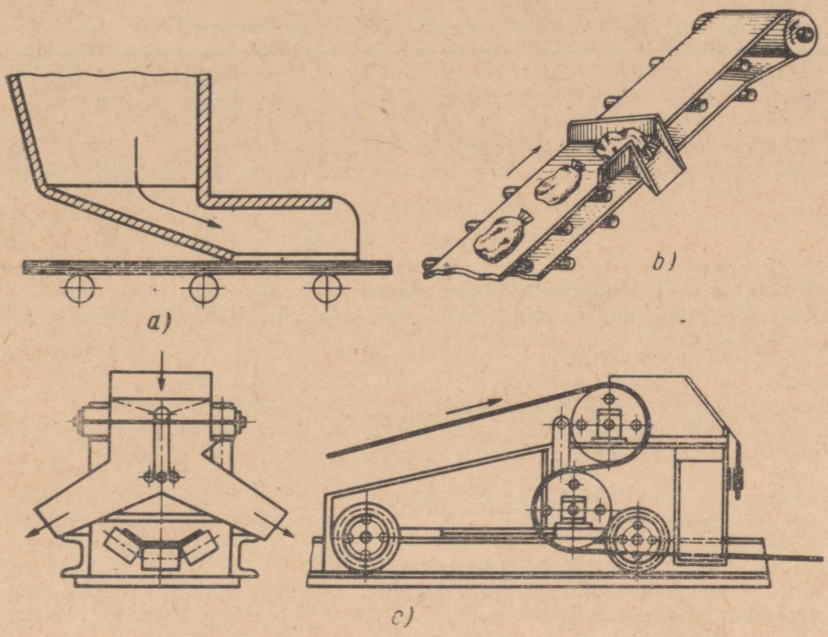
Transporteeritava materjali mahu mass t/m³	Tugirullide vahekaugus t_t m lindi laiusel B_l m							
	0,4	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6—2,0
$\gamma < 1$	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1
$\gamma = 1 \div 2$ . . .	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0
$\gamma > 2$	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,0	1,0	1,0

Lindi puhastamiseks tööolukorras kasutatakse ühe- või kahekordseid kulumiskindlast kummist valmistatud kraapijaid või kaproonniitidest valmistatud pöörlevaid harju, mis asetatakse lõpptrumli kohale. Lõpptrumli lähedusse asetatakse ka lindi sisepinna puhastamiseks kasutatavad sahakujulised kraapseadmed.

Kaldkonveieri lindi (koos lastiga) vaba tagasiliikumise vältimiseks ootamatu seisaku korral kasutatakse kaitseseadmetena hammas-, rull- ja hõõrdetõkesteid ning elektromagnetilisi pidureid.

Lintkonveieri tugiraam kujundatakse üksikutest profiilterasest kokkukeevitatud sektsioonidest. Raami sektsioonid ühendatakse põrandale kinnitatud jalgadega keevitamise teel, neetide või poltide abil. Raamile kinnitatakse vedav, lõpp- ja pingutustrummel, tugirullid ja ajam. Raami kõrgus võetakse 400 ÷ 500 mm, lindi tööpinna kõrgus põrandast 750 ÷ 850 mm ja raami laius 300 ÷ 400 mm lindi laiusest suurem, tugede vahekaugus 2000 ÷ 3500 mm.

Puiste- ja tükklasti laadimine konveierile toimub punkrist laadimiskolu kaudu (joon. 107, *a*), mille kaldpinna kalle valitakse niisugune, et materjali liikumise kiirus lindile minekul oleks võrdne lindi liikumise kiirusega. Sellega väldime lindi ja materjali vahelist hõõrdumist ja koos sellega ka lindi kulumist. Peale selle on vajalik vältida transporteeritava materjali suuremate tükkide lööke lindile. See saavutatakse sel teel, et valmistatakse kaldpind restina, mis võimaldab lindile kujundada materjali peenematest osakestest koosneva kaitsekihi. Suurema gabariidiga tükklasti laadimine toimub lihtsalt kaldpinna abil.



Joon. 107. Lintkonveieri laadimis- ja lossimisseadmed:
a — kaldpinnaga laadimiskolu; *b* — lossimissahk; *c* — kahe rulliga liikuv lossimisvanker.

Puiste- ja tükklasti lossimine toimub tavaliselt lõpptrumlilt, kus lasti suunamist abistab lossimiskolu. Lossimise teostamiseks konveieri vahepealsetes piirkondades kasutatakse tugirulli teljega kaldu asetatud, ühe- või kahepoolseid sahakujulisi tõkesteid ja kaldpindu (joon. 107, *b*) või liikuvaid lossimisvankreid (joon. 107, *c*).

Lintkonveieri tootlikkust mõõdetakse tonnides või kuupmeetrites tunnis. Tootlikkuse arvutamisel eeldatakse materjali ühtlast jagunemist lindil kogu konveieri ulatuses jooksva meetri massiga q kg/m ja liikumiskiirusega v m/s. Sel juhul konveieri tootlikkus Q võrdub:

$$Q = qv \text{ kg/s} = \frac{3600qv}{1000} = 3{,}6\ qv \text{ tonni/t.} \qquad (207)$$

Valemist (207) selgub, et konveieri tootlikkus sõltub materjali jooksva meetri massist ja lindi liikumise kiirusest. Andmed lindi liikumise kiiruse kohta on toodud tabelis 47.

Lindi jooksev koorem sõltub materjali ristlõikepinnast F m² ja mahukaalust γ tonni/m³:

$$q = 1000F\gamma \text{ kg/m.} \qquad (208)$$

Tabel 47

Konveierilindi soovitatavad liikumiskiirused

Transporteeritava materjali grupid	Iseloomustav materjal	Lindi laiuse B_l m puhul kiirus v m/s			
		400	500—650	800—1000	1200—1600
Vähe- ja mitteabrasiivsed materjalid, mille peenendamine ei vähenda nende kvaliteeti	Sorteerimata kivisüsi, sool, liiv, freesturvas	1—1,6	1,25—6	1,6—3	2—4
Abrasiivne, peen ja keskm. tükisuurusega materjal ($a < 160$ mm)	Kruus, maak, šlakk, killustik	1—1,25	1—1,6	1,6—2	2—3
Abrasiivne suuretükiline materjal ($a > 160$ mm)	Mäemass, maak, kivid	—	1—1,6	1—1,6	1,6—2
Rabedad materjalid, mille peenendamine vähendab nende kvaliteeti	Koks, sorteeritud kivisüsi, puidusüsi	1—1,25	1—1,6	1,25—1,6	1,6—2
Jahused, tugevasti tolmavad materjalid	Jahu, tsement, apatiit		0,8—1,25		
Teraline materjal	Rukis, nisu	1,5—2,0	2—3	2—4	—

Asetades avalduse valemisse (207), saame

$$Q = 3600 F v \gamma \text{ tonni/t} \qquad (209)$$

ehk

$$Q = 3600 F v \text{ m}^3/\text{t}. \qquad (210)$$

Materjali ristlõikepinna suurus oleneb lindi ristlõike geomeetrilisest kujust. Tasapinnalisel lindil saab peeneteraline materjal lindi liikumisel esinevate tõugete tagajärjel paraboolse kujuga ristlõikepinna, mille aluse laius on $b = (0{,}8 \div 0{,}9) B_l \approx 0{,}85 B_l$ ja kõrgus $h = \frac{1}{12} b$ m; seega pindala $F = \frac{2}{3} bh = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{12} b^2 = \frac{1}{18} (0{,}85 B_l)^2$ m². Vastavalt tasapinnalise lindiga konveieri tootlikkus

$$Q = 3600 F v \gamma = 3600 \frac{1}{18} (0{,}85 B_l)^2 v \gamma = 145 B_l^2 v \gamma \text{ tonni/t}. \qquad (211)$$

Materjali ristlõike pindala künakujulisel lindil suureneb kahekordselt ja seega tootlikkus

$$Q = 290 B_l^2 v \gamma \text{ tonni/t}. \qquad (212)$$

Antud tootlikkuse Q tonni/t ja kiiruse v m/s juures leiame lindi laiuse:

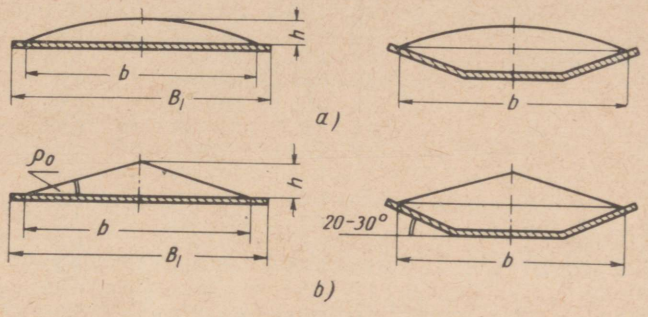
tasapinnalisel lindil

$$B_l = \sqrt{\frac{Q}{145v\gamma}}\ \text{m};$$

künakujulisel lindil

$$B_l = \sqrt{\frac{Q}{290v\gamma}}\ \text{m}.$$

Tasapinnalise lindiga konveierite arvutamisel tükilise materjali transpordiks võetakse materjali ristlõikepind tinglikult para-



Joon. 108. Puistelasti paiknemine lindil:
a — paraboolne; *b* — kolmnurkne.

booli- või võrdhaarse kolmnurga kujuline (joon. 108, *b*) aluse pikkusega $b = 0{,}8B_l$ m ja külje kaldenurgaga $\varrho_0 = 0{,}35\varrho_e$, kus ϱ_e on materjali varisemisnurk, mis on keskmiselt 40—45° (tabel 48).

Seega

$$\varrho_0 = 15°.$$

Sel juhul materjali ristlõikepind lindil on:

$$F = \frac{bh}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{b}{2} \operatorname{tg} 15° = \frac{(0{,}8B_l)}{4} \operatorname{tg} 15° = 0{,}16B_l^2 \operatorname{tg} 15°\ \text{m}^2,$$

ja konveieri tootlikkus, kui $\operatorname{tg} 15° = 0{,}27$:

$$Q = 3600Fv\gamma = 3600 \cdot 0{,}16B_l^2 0{,}27v\gamma = 155B_l^2 v\ \text{tonni/t}. \quad (213)$$

Künakujulisel lindil oleva materjali ristlõikepind koosneb kolmnurgast ja trapetsist. Kolme rulliga tugede korral on mõlemad pinnad praktiliselt (külgrulli kalle 20°) võrdsed. Sel juhul konveieri tootlikkus

$$Q = 310B_l^2 v\gamma\ \text{tonni/t}. \quad (214)$$

Tabel 48

Puistelastide iseloomustus

Materjal	Mahu mass tonni/m	Loomulik varisemisnurk ϱ_s kraadides	Keskmine sisehõõrdetegur f	
			terasel	kummil
Peeneteraline kuiv antratsiit	0,8—0,95	45	0,84	—
Väiksetükiline kips	1,2—1,4	40	0,78	0,82
Väiksetükiline kuiv savi . .	1,0—1,5	50	0,75	—
Kruus	1,5—1,9	30—45	1,0	—
Kuiv muld	1,2	30—45	1,0	—
Väljalöödud vormimuld . .	1,25—1,30	30—45	0,71	0,61
Kuiv tuhk	0,4—0,6	40—50	0,84	—
Väiksetükiline lubjakivi . .	1,2—1,5	40—45	0,56	—
Koks	0,36—0,53	35—50	1,0	—
Nisujahu	0,45—0,66	50—55	0,65	0,85
Kaer	0,4—0,5	28—35	0,58	0,50
Saepuru	0,16—0,32	39	0,8	0,65
Kuiv liiv	1,4—1,65	30—35	0,8	0,56
Nisuterad	0,65—0,83	25—35	0,6	0,5
Rauamaak	2,1—2,4	30—50	1,2	—
Kuiv tükkturvas	0,33—0,5	32—45	0,6	—
Sorteerimata kivisüsi . . .	0,65—0,78	30—45	0,8	0,6
Kuiv tsement	1,0—1,3	40	0,65	0,64
Kivisöešlakk	0,6—0,9	35—50	1,0	0,66
Kuiv killustik	1,8	30—45	0,74	0,6

Antud tootlikkuse ja kindi kiiruse juures saame valemitest (213) ja (214) avaldada lindi laiuse.

Toodud valemid on kehtivad lintkonveierite kohta kaldega $\beta = 0 \div 10°$. Kalde suurenemisel väheneb vastavalt tootlikkus:

$$Q_k = \varphi Q \text{ tonni/t},$$

kus Q_k on kaldkonveieri tootlikkus tonni/t;

φ — tegur, mis arvestab kaldnurga mõju konveieri tootlikkusele ja võrdub 1,01, kui $\beta = 0 \div 10°$; 0,95 kui $\beta = 10 \div 15°$; 0,9, kui $\beta = 15 \div 18°$ ja 0,85, kui $\beta = 20 \div 28°$.

Q — horisontaalse lintkonveieri tootlikkus tonni/t.

Arvutusega saadud lindi laiust kontrollitakse transporteeritava materjali tükisuurusega;

sorteerimata materjali ja suurima tükisuuruse a korral peab lindi laius vastama tingimusele

$$B_l \geqslant 2a + 200 \text{ mm};$$

sorteeritud materjali korral, kui a_c on keskmine tükisuurus,

$$B_l \geqslant 3{,}3a + 200 \text{ mm}.$$

Lindi lõplikuks laiuseks valitakse lähim standardne laius.

Üksiklastide transpordil määratakse jooksva meetri koormus seosega:

$$q = \frac{G}{t} \text{ kg/m},$$

kus G on ühe lasti mass kg;
t — üksiklastide vahekaugus m
ja konveieri tootlikkus

$$Q = 3{,}6qv = 3{,}6\frac{G}{t}v \text{ tonni/t.} \qquad (215)$$

Kui m üksiklasti on asetatud vahetult üksteise järele, siis samm t iseloomustab lasti gruppide vahekaugust ja tootlikkus määratakse sel juhul seosega

$$Q = 3{,}6\frac{mG}{t}v \text{ tonni/t.} \qquad (216)$$

Üksiklastide transpordiks ettenähtud konveieri lindi laius valitakse arvestusega, et mõlemale poole lasti jääks vaba pinda 50—100 mm suuruses. Lindi kiirus on antud juhul 0,5—1,0 m/s.

Valemites (203) ja (204) on lindi veojõudu väljendatud selle peale- ja mahajooksva haru pinguste S_p ja S_m, haardenurga α ja hõõrdeteguri f kaudu.

Lindi kihtide arvu määramisel valemiga (201) on aga vaja teada lindi maksimaalset pingust S_{max}, milleks tegelikult on S_p.

Valemist 203 saame S_p suuruse:

$$S_p = P\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \text{ N.}$$

Lindi veojõu P arvutame ВНИИПТМАШ valemiga

$$P = 10[w(q + q_0)L_h \pm qH]m_1m_2m_3m_4 \text{ N,} \qquad (217)$$

Tabel 49

Takistusteguri w suurused

	Konveieri töötingimused	w
Veerelaagritega tugirullid	Puhas, tolmuta kuiv ruum	0,02
	Kõetav, õhu normaalse niiskusega ruum, kus esineb vähesel määral abrasiivtolmu	0,025
	Heades tingimustes töötavad liikuvad ja edasikantavad konveierid	0,03
	Kütmata ruum või välistingimused, võimalik tugev abrasiivtolm, kõrgendatud niiskus ja teised tegurid, mis mõjutavad veerelaagrite tööd	0,04
	Väga rasked töötingimused, väga tolmune keskkond	0,04—0,06
Liugelaagritega tugirullid		0,05—0,06

kus w on tegur, mis arvestab konveieri töötamise tingimusi (tabel 49).

g — transporteeritava materjali jooksva meetri mass kg/m;

q_0 — konveieri liikuvate osade jooksva meetri mass (lint ja rullid) kg/m; orienteeruvalt võib q_0 võtta olenevalt lindi laiusest B_l:

B_l m	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
q_0 kg/m	30	38	50	65	95	130	165	200	270	340

L_h — lindi horisontaalse osa pikkus m;

H — lasti tõstekõrgus m; kui lindile on asetatud sahklossija, siis H asemel võetakse $H \pm 3{,}6B_l$, kus märk «+» on kehtiv tõusuga lindile ja «—» langusega lindile laiusega B_l m;

m_1, m_2, m_3, m_4 ja m_5 — tegurid, mis arvestavad konveieri konstruktsioonilisi iseärasusi ja valitakse tabelist 50.

Konveieri liikuvate osade massi q_0 täpsem määramine toimub valemiga

$$q_0 = q_k + q_t + 2q_l = \frac{G_k}{t_k} + \frac{G_t}{t_t} + 2q_l \text{ kg/m;} \qquad (218)$$

siin q_k ja q_t on kande- ja tugirullide liikuvate osade mass kg (lisa 31);

Tabel 50

Tegurite m_1, m_2, m_3, m_4 ja m_5 suurused veerelaagritega rullide korral

Tegur	Konveieri konstruktiivsed erinevused	Tegurite arvsuurused
m_1	Pikkus m:	
	15	1,2 ÷ 1,5
	15—30	1,1 ÷ 1,2
	30—150	1,05 ÷ 1,1
	150 ja enam	1,05
m_2	Horisontaalne või murdega languse suunas	1
	Murdega tõusu suunas	
	vedava trumli poolel	1,06
	lõpptrumli poolel	1,02
	keskel	1,04
m_3	Ühe veotrumliga ajam konveieri alguses	1
	Vahepealse asukohaga ajam	1,06 ÷ 0,08
m_4	Kui lõpptrummel on pingutustrumliks	1
	z trumlist koosnev vertikaalne pingutusseade	1 ÷ 1,02z
m_5	Ilma lossimisvankrita	1
	Käitatava lossimisvankriga	
	kahe trumliga käitamismehhanismiga konveier	1,2
	ühe trumliga käitamismehhanismiga konveier	1,3

t_k ja t_t — nende vahekaugus m;
q_l — lindi jooksva meetri mass kg/m, mis määratakse ligikaudselt valemiga

$$q_1 = 1{,}1B_l(\delta i_1 + \delta_1 + \delta_2) \text{ kg/m}, \qquad (219)$$

kus B_l on lindi laius m;
δ — lindi ühe kihi paksus, mis on beltingul Б-820 1,25 ja 1,5 mm; beltingul ОПБ-5 ja ОПБ-12 1,9 ja 2,3 mm; nöörist punutud kangal 2,0 ja 2,3 mm; kaproonkangal К-4-3 0,9 ja 1,25 mm; kaproonil К-12-3 ja aniidil А-12-3 1,4 ja 1,8 mm (kihi väiksemad paksused on ilma kummivahekihita ja suuremad — kummivahekihiga);
i_l — lindi kihtide arv;
δ_1 ja δ_2 — lindi ülemise ja alumise kattekihi paksus mm (tabel 51).

Kattekihi paksus sõltub transporteeritava materjali iseloomust

Tabel 51

Lindi kihtide soovitatavad paksused

Transporteeritavate materjalide iseloomustus ja materjalide näited	Tükisuurus a mm	Ülemise kihi paksus mm, lindi ühe pöörde aja $T = \frac{2L}{v}$ s juures					Alumise kihi paksus mm
		kuni 25	25—50	50—100	100—200	üle 200	
Mitte- ja väheabrasiivne materjal: puidulaastud, puidusüsi, ümarik kruus	<10	2,0	1,5	1,5	1,5	1,5	
	10—60	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
	60—160	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
	>160	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,0
Üksiklastid pehmes taaras, kotid, pallid jt.	—	2,0	2,0	1,5	1,5	1,5	
Keskmise abrasiivsusega materjal: murtud sool, kivisüsi, antratsiit, killustik, tsement	<10	3,0	3,0	3,0	2,0	2,0	
	10—60	3,0	3,0	3,0	3,0	2,0	
	60—160	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
	>160	4,5	4,5	4,5	3,0	3,0	1,5
Üksiklastid kõvas taaras, kastid, tünnid, korvid	—	3,0	3,0	3,0	3,0	2,0	
Suure abrasiivsusega materjalid, maak, kvarts, graniit, klaasimurd	<10	4,5	4,5	4,5	4,5	3,0	
	10—60	6,0	6,0	4,5	4,5	4,5	
	60—160	7,5	7,5	7,5	6,0	6,0	
	>160	10	10	10	7,5	7,5	2,0
Taarata teravaservalised lastid	—	4,5	4,5	4,5	4,5	3,0	

ja lindi ühe pöörde teostamiseks kulunud ajast $T = \frac{2L}{v}$ s (tabel 51).

Määranud lindi veojõu P, arvutame pealejooksva lindiharu pinguse S_p ja selle alusel lindi vajaliku kihtide arvu.

Lintkonveierit käitava elektrimootori võimsus sõltub lindi veojõust ja liikumiskiirusest:

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta} \text{ W}, \tag{220}$$

kus k_N on võimsuse varutegur, $k_N = 1{,}2 - 1{,}25$;

P — lindi veojõud N;

v — lindi liikumiskiirus m/s;

$\eta = \eta_m \eta_r$ — ajami kasutegur, siin η_m on ülekandemehhanismi kasutegur tabelist 52 ja η_r — veotrumli kasutegur.

Tabel 52

Kasuteguri η_m keskmised suurused

Käitamismehhanismi elemendid	η_m, kui laagriteks on	
	liuge-laagrid	veere-laagrid
Kinnised, õlivannis töötavad, lõigatud hammastega silindrilised ajamid	0,95	0,98
Sama, kuid koonilised ajamid	0,94	0,97
Lahtised, tahke määrdega, lõigatud hammastega ajamid	0,93	0,96
Sama, kuid koonilised ajamid	0,92	0,95
Ühekäiguline tigureduktor	0,60	0,65
Kahekäiguline tigureduktor	0,72	0,77
Kolmekäiguline tigureduktor	0,80	0,85
Lahtine, rullpuksketiga ajam	0,92	0,95
Kiilrihmajam	0,93	0,96
Tasakaalustussidur	0,97	0,99
Hammassidur	0,98	0,99

Veotrumli kasutegur η_r määratakse ВНИИПТМАШ valemiga:

$$\eta_r = \frac{1}{1 + w_r(2k_c - 1)}, \tag{221}$$

kus w_r on veerelaagritega veotrumli takistustegur, $w_r = 0{,}01 - 0{,}015$;

k_c — tegur, mis arvestab hõõrdumist ja haardenurka

$$k_c = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Arvutatud võimsuse N järgi valitakse sobiv elektrimootor

(lisa 10 ja 32) ja seejärel määratakse ajami ülekandearv seosega

$$i = \frac{n_m}{n_r},$$

kus n_m on valitud elektrimootori pöörete arv min;
n_r — veotrumli pöörete arv min,

$$nr = \frac{60v}{\pi D} \text{ p/min};$$

siin v on lindi kiirus m/s;
D — trumli läbimõõt m.

Leitud ülekandearvu alusel valitakse sobiva ülekandearvuga reduktor, kasutades lisas 33 toodud andmeid.

Lintkonveieri mootori võimsus kulutatakse põhiliselt materjali edasitoimetamiseks, tekkinud takistuste ületamiseks laadimis- ja lossimisseadmetes, rullide laagrites, lindi liikumisel üle rullide ja mujal. Selle alusel võetakse praktilistes arvutustes konveieri (horisontaalne ja kaldkonveier) veojõudu kui lindi ja lasti massist tingitud takistuste summat konveieri sirgjoonelistes osades, arvestades seejuures lindi kõverjoonelisel liikumisel tekkivaid lisatakistusi vastava teguriga. Seega

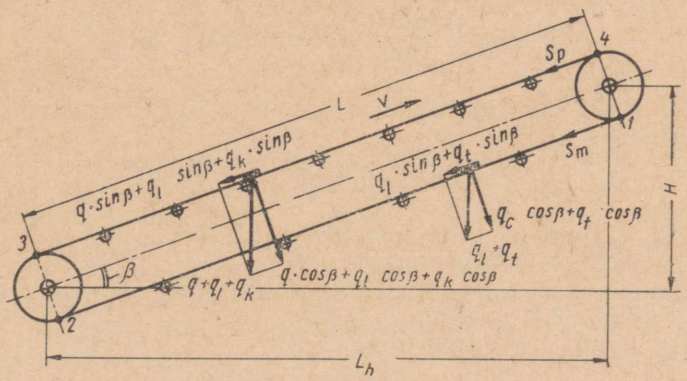
$$P = k(W_l + W_q) \text{ N}, \qquad (222)$$

kus W_l on lindi massist tingitud takistus N;
W_q — lasti massist tingitud takistus N;
k — lisatakistuse tegur lindi kõverjoonelisel liikumisel.

Arvutusskeemist (joon. 109) nähtub, et lindi massi normaalkomponent $2q_l \cos\beta$ põhjustab hõõrdekadusid laagrites ja takistust lindi liikumisel üle rullide:

$$W_{l1} = 10w_l L 2q_l \cos\beta = 10w_l L_h 2q_l \text{ N}, \qquad (223)$$

kus L on konveieri ulatus m;



Joon. 109. Lintkonveieri arvutusskeem.

q_l — lindi jooksva meetri mass kg/m;
β — konveieri kalle kraadides;
$L_h = L \cos \beta$ — konveieri ulatus horisontaalpinnal m;
w_t — lindi tühikäigu takistus.
Konveieri tühikäigu võimsus

$$N_t = W_l v = 10 w_t L_h 2 q_l v \text{ W.}$$

Tähistame

$$\frac{2 q_l w_t}{102} = C, \text{ siis}$$

$$N_t = 10 C L_h v \text{ W.} \qquad (224)$$

Veerelaagritega toetatud rullide korral võetakse tegur C olenevalt lindi laiusest B_l alljärgnevalt:

B_l mm	500	650	800	1000	1200
C	0,018	0,023	0,028	0,038	0,048

Lindi koormatud ja koormamata haru piki linti suunatud komponendid $q_l \sin \beta$ on omavahel võrdsed ja tasakaalustuvad.
Lasti massi normaalkomponent $q \cos \beta$ tekitab samuti hõõrdekadusid laagrites ja takistuse lindi liikumisel üle kanderullide

$$W_{l2} = 10 w_q L q \cos \beta = 10 w_q L_h q \text{ N,} \qquad (225)$$

kus w_q on tegur, mis arvestab lasti liikumisel tekkivat takistust,

$$w_q = 0{,}054.$$

Lasti edasitoimetamiseks vajalik võimsus

$$N_q = W_{l2} v = 10 w_q L_h q v \text{ W.}$$

Valemist (207) saame $q = \frac{Q}{3{,}6v}$. Asendame nüüd q ja w_q, saame

$$N_q = \frac{10 \cdot 0{,}054 L_h Q v}{3{,}6v} = 0{,}15 Q L_h \text{ W.} \qquad (226)$$

Lasti raskusest tingituna tekitab piki linti suunatud komponent takistuse lasti tõstmisel

$$W_H = \pm 10 L q \sin \beta = \pm 10 q H \text{ N,} \qquad (227)$$

kus $H = L \sin \beta$ — lasti tõstekõrgus m;
β — konveieri kaldenurk kraadides.
Märk «+» võetakse lasti liikumisel tõusu suunas ja märk «—» — liikumisel languse suunas.
Lasti tõstmiseks vajalik võimsus:

$$N_H = \pm W_H v = \pm 10 q H v = \pm \frac{10 Q H v}{3{,}6v} = \pm 2{,}78 Q H \text{ W.}$$

Lindi ja lasti liikumiseks vajalik summaarne võimsus:

$$N_0 = k(N_t + N_q + N_H) = k(10CL_h v + 0{,}15QL_h \pm 2{,}78QH) \text{ W}; \quad (228)$$

siin tegur k sõltub konveieri pikkusest ja võetakse $k = 1{,}25$, kui $L < 15$ m; $k = 1{,}1$, kui $L = 16 \div 30$ m; $k = 1{,}05$, kui $L = 30 \div 45$ m ja $k = 1{,}0$, kui $L > 45$ m.

Kui lintkonveieril on mingi vahepealne lossimisseade, siis tuleb summaarsele võimsusele lisada selle takistuse ületamiseks vajalik võimsus.

Sahklossija korral

$$N_c = C_1 Q B_l \text{ W}, \quad (229)$$

kus $C_1 = 7{,}5$

Q — konveieri tootlikkus tonni/t;

B_l — lindi laius m;

iseliikuva kahe trumliga lossimisvankri korral

$$N_c = 0{,}275N_0 + 5Q + 400 \text{ W}, \quad (230)$$

kus N_0 on konveieri summaarne võimsus, mille arvutame valemiga 228;

Q — konveieri võimsus koos lossimiseks kuluva võimsusega

$$N = k_N \frac{N_0 + N_c}{\eta_m} W, \quad (231)$$

kus k_N on varutegur, $k_N = 1{,}2 - 1{,}25$;

η_m — ajami kasutegur.

Võimsuse N järgi valitakse elektrimootor, määratakse ajami ülekandearv ja valitakse sobiv reduktor.

Valitud elektrimootori võimsuse N ja lindi kiiruse v järgi leitakse veotrumli ringjõud

$$P = \frac{N}{v} \text{ N}. \quad (232)$$

Teades ringjõudu, lindi ja trumli vahelist hõõrdetegurit ja haardenurka, võime leida trumlile pealejooksva lindiharu pinguse

$$S_p = P \frac{e^{fa}}{e^{fa} - 1} \text{ N}.$$

Pinguse S_p järgi määratakse lindi parameetrid — laius ja kihtide arv.

Keerulisema kontuuriga konveierite korral on otstarbekam ja samuti ka täpsem määrata lindi pingused üksikutes punktides lindi liikumise suunas kogu kontuuri ulatuses (joon. 109).

Antud juhul võetakse lähtekohaks punkt *1*, kus lindi koormuseks on mahajooksva lindiharu pingus $S_1 = S_m$.

Lindi pingus punktis *2*:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \text{ N}, \quad (233)$$

kus W_{1-2} on lindi koormamata haru liikumistakistus koos tugirullide hõõrdetakistusega

$$W_{1-2} = (q_l + q_t) L_h w_t 10 \text{ N}, \tag{234}$$

kus q_l ja q_t on vastavalt lindi ja tugirullide jooksva meetri mass kg/m;

w_t — lindi tühikäigu takistus, $w_t = 0{,}03—0{,}04$.

Lindi pingus punktis *3*:

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} \text{ N}, \tag{235}$$

kus W_{2-3} on lindi liikumistakistus kõverjoonelisel piirkonnal *2—3*

$$W_{2-3} = (0{,}04 \div 0{,}05) S_2.$$

Seega

$$S_3 = (1{,}04 \div 1{,}05) S_2 \text{ N}, \tag{236}$$

ehk

$$S_3 = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} \text{ N}. \tag{237}$$

Lindi pingus punktis *4* on võrdne veotrumlile pealejooksva lindiharu pingusega:

$$S_4 = S_p = S_3 + W_{3-4} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} \text{ N}. \tag{238}$$

Piirkonnas *3—4* on liikumistakistus võrdne koormatud lindiharu liikumistakistusega koos kanderullide hõõrdetakistusega

$$W_{3-4} = [(q + q_l + q_k) L_h w_k \pm (q + q_k) H] 10 \text{ N}; \tag{239}$$

siin q_k on kanderullide mass jooksvale meetrile kg/m.

Kokkuvõttes saame veotrumlile pealejooksva lindiharu pinguseks

$$S_p = S_m + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} = S_m + W_{1-4}. \tag{240}$$

Valemis (240) on S_p ja S_m tundmatud suurused. Nende määramiseks kasutame Euleri valemit

$$S_p = S_m e^{f\alpha} \text{ N}. \tag{241}$$

Lahendades koos võrrandid (240) ja (241) leiame S_p ja S_m: mahajooksva lindiharu pingus S_m

$$S_m e^{f\alpha} = S_m + W_{1-4}$$

ehk

$$S_m (e^{f\alpha} - 1) = W_{1-4} \text{ ja } S_m = W_{1-4} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \text{ N}; \tag{242}$$

pealejooksva lindiharu pingus S_p (valem 241):

$$S_p = W_{1-4} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \text{ N}. \tag{243}$$

S_p järgi määrame lindi parameetrid.

Lindi veojõu P (veotrumli ringjõud) määramisel tuleb arvestada lindi liikumistakistust veotrumlil:

$$W_{4-1} = (0{,}04 \div 0{,}05)\,P;$$

seega

$$P = S_p - S_m + W_{4-1} = S_m + W_{1-4} - S_m + W_{4-1} = \sum W \text{ N.} \quad (244)$$

Valemist (244) näeme, et lindi veojõud võrdub kogu konveieri kontuuri ulatuses esineva lindi liikumise summaarse takistusega.

Nõukogude Liidus on seeriatoodangus konveierid lindi laiusega 400—2000 mm ja kiirusega kuni 3,25 m/s. Konveierite tootlikkus on kivisöe transportimisel kuni 1000 m³/t ja maagi transportimisel kuni 4000 tonni/t. Ühe konveieri summaarne võimsus on kuni 1140 kW. Transporttööde organiseerimiseks lahtistes karjäärides on väljakujundamisel lintkonveierid tootlikkusega kuni 10 000 tonni/t. Juurutamisel on linttrosskonveierid tootlikkusega 500 tonni/t, ulatusega 800 m, tõstekõrgusega 86 m, lindilaiusega 1200 mm ja lindi kiirusega 1,8 m/s; aga samuti kettlintkonveierid tootlikkusega 300 tonni/t, ulatusega 600—2000 m ja lindi laiusega 1000 mm. Niisuguste suure tootlikkusega lintkonveierite projekteerimisel on põhiülesandeks vajaliku tugevusega painduvate ja töökindlate lintide väljatöötamine.

Lintkonveieri erivariandina lahendati ВНИИПТМАШ poolt uputatud lindiga konveieri konstruktsioon (joon. 110), mis on ette nähtud hästi puistuvate kuivade tolm-, pulber-, tera- ja väikesetükiliste materjalide transpordiks.

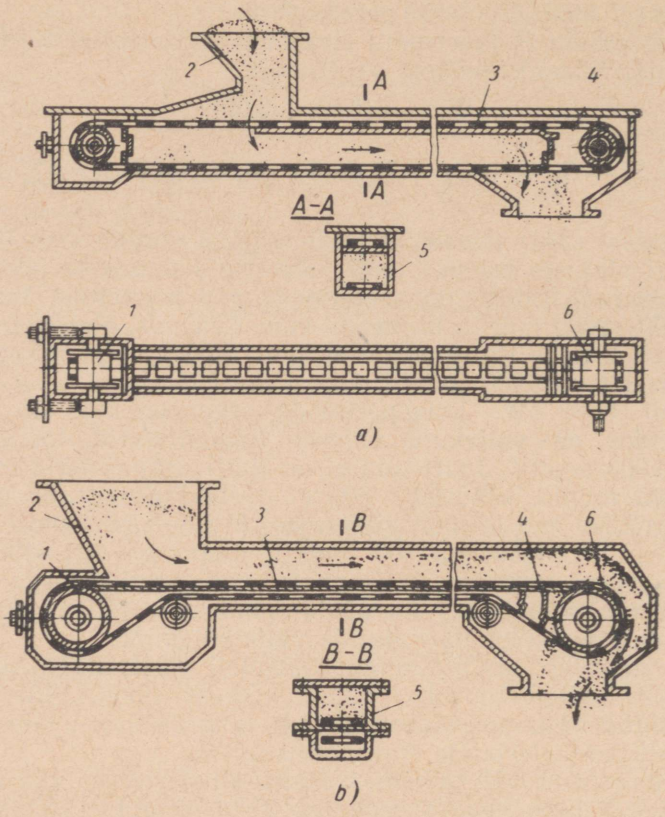
Perforeeritud või tavaline kummeeritud, teras- või traatvõrgust lint *3* koos vedava trumliga *1* ja pingutustrumliga *6* on asetatud hermeetiliselt suletud renni *5*. Laadimiskolust *2* suundub materjal kas lindi alumisele või ülemisele harule ja liigub koos viimasega lossimiskoluni, kus materjal eemaldatakse kraaplossija *4* abil. Selliste konveierite pikkus on 30—40 m, tootlikkus kuni 20 tonni/t ja maksimaalne tõusunurk 10—12°.

Tsehhoslovakkias valmistatakse perloonist kihtidega linte, kus kihi tõmbetugevus lindi laiusel on $160 \cdot 10^3$ ja $300 \cdot 10^3$ N/m.

Perloonlindi hea painduvuse tõttu võib külgrullide kallet antud juhul kuni 40°-ni suurendada, millega suurendame materjali ristlõikepinda lindil.

Saksa DV-s valmistatakse konveiereid lindi laiusega 300—3000 mm, lindi kiirusega 0,42—5,24 m/s (karjääri avamistöödel kuni 7 m/s), tootlikkusega kuni 3800 m³/t külgrullide kalde juures 20—30°.

Ekspluatatsioonis on ka lintkonveier ulatusega 319 m ja tootlikkusega 200 tonni/t. Tähendatud konveieril on 8 lossimispunkti ja ta asendab üheksat tavalist lintkonveierit koos ümberlaadimisjaamadega. Konveierit juhitakse kaugjuhtimise teel.



Joon. 110. Uputatud lindiga konveierid:
a — alumise koormatud haruga; *b* — ülemise koormatud haruga.

Arvutusnäide. Teostada lintkonveieri arvutus, mis on määratud rauamaagi $\gamma = 2$ tonni/m³, $a_c = 160$ mm transpordiks tootlikkusega 400 tonni/t. Konveieri ulatus $L = 80$ m, kaldenurk $\beta = 18°$, materjali lossimine toimub lõpptrumli (veotrumli) kaudu. Konveier asub kõetud, normaalse niiskusega ja vähese abrasiivtolmu sisaldusega ruumis.

Kõik rullid on veerelaagritega, veoajam ühe trumliga, lindi pingutus toimub kruvimehhanismiga.

Valime künakujulise ristlõikega lindi paigutuse ja lindi kiiruse $v = 1{,}3$ m/s (tabel 47).

Valemist (214) määrame kaldasendiga lindi laiuse:

$$B_l = \sqrt{\frac{Q}{310 v \gamma \varphi}} = \sqrt{\frac{400}{310 \cdot 1{,}3 \cdot 2 \cdot 0{,}9}} = 0{,}74 \text{ m}.$$

Kontrollime lindi laiust materjali tükisuurusele:

$$B_l = 3{,}3 a_c + 200 = 3{,}3 \cdot 160 + 200 = 728 \text{ mm}.$$

Valime standardse kummeeritud lindi laiusega $B_l = 800$ mm.

Konveieri veojõu määrame ВНИИПТМАШ valemiga, võttes orienteeruvalt $w = 0{,}025$ (tabel 49); edasi võtame $q_0 = 65$ kg/m, $m_1 = 1{,}1$; $m_2 = 1$; $m_3 = 1$; $m_4 = 1$ ja $m_5 = 1$ (tabel 50).

Transporditava materjali jooksva meetri mass, valem (207):

$$q = \frac{Q}{3{,}6v} = \frac{400}{3{,}6 \cdot 1{,}3} = 86 \text{ kg/m}.$$

Konveieri ulatus horisontaalpinnas

$$L_h = L \cos \beta = 80 \cdot 0{,}95 = 76 \text{ m}.$$

Lasti tõstekõrgus

$$H = L \sin \beta = 80 \cdot 0{,}308 = 25 \text{ m}.$$

Veojõud

$$P = 10[w(q + q_0)L_h + qH]m_1m_2m_3m_4m_5 =$$
$$= 10[0{,}025 \cdot (86 + 65) \cdot 76 + 86 \cdot 25]1{,}1 = 26800 \text{ N}.$$

Trumlile pealejooksva lindiharu pingusel, kui $f = 0{,}3$, $\alpha = 210°$ ja $e^{f\alpha} = 3$ (tabel 44), saame valemist (203):

$$S_p = P \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = 26800 \frac{3}{3 - 1} = 40200 \text{ N}.$$

Määrame lindi kihtide arvu, kui $S_{maks} = S_p = 40200$ N, $\sigma_T = 115 \cdot 10^3$ N/m, $k = 9{,}5$, $B_l = 800$ mm $= 0{,}8$ m

$$i_l = \frac{kS_{maks}}{B_l\sigma_l} = \frac{9{,}5 \cdot 40200}{0{,}8 \cdot 115 \cdot 10^3} = 4{,}15,$$

valime $i_l = 5$.

Vedava trumli läbimõõt (valem 205), kui $k_r = 125$

$$D_1 \geqslant k_r i_l = 125 \cdot 5 = 625 \text{ mm},$$

valime $D_1 = 630$ mm.

Pingutustrumli läbimõõt, kui $k_r = 100$

$$D_2 \geqslant k_r i_l = 100 \cdot 5 = 500 \text{ mm}.$$

Trumlite pikkus

$$L_r = B_l + (100 \div 200) \text{ mm} = 800 + 150 = 950 \text{ mm}.$$

Lindi ja trumlite vahelise pindsurve kontroll (valem 206):

$$q_e = \frac{360P}{\pi D_1 \alpha B_l} = \frac{360 \cdot 26800}{0{,}63 \cdot 210 \cdot 0{,}8} = 29000 < 35000 \text{ N/m}^2.$$

Tugi- ja kanderullide läbimõõt on 159 mm ja toe üldine pikkus 910 mm (lisa 31).

Kaheastmelise reduktori kasutegur, kui ühe astme kasutegur on 0,97 (tabel 52), on $\eta_m = 0{,}97^2 = 0{,}94$.

Vedava trumli kasutegur (valem 221)

$$\eta_r = \frac{1}{1 + w_r(2k_c - 1)} = \frac{1}{1 + 0{,}01\left(2\frac{3}{3 - 1} - 1\right)} = 0{,}98.$$

Ajami summaarne kasutegur

$$\eta = \eta_m\eta_r = 0{,}94 \cdot 0{,}98 = 0{,}92.$$

Ajami elektrimootori võimsus (valem 220)

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta} = 1{,}2 \frac{26800 \cdot 1{,}3}{0{,}92} = 45400 \text{ W} = 45{,}4 \text{ kW}.$$

Tabelitest lisas 10 valime asünkroonmootori tüüp MT-63-10, mille võimsus raskel töörežiimil on $N = 48$ kW ja $n_m = 581$ p/min.

Veotrumli pöörete arv minutis

$$n_r = \frac{60v}{\pi D_1} = \frac{60 \cdot 1{,}3}{\pi \cdot 0{,}63} = 39{,}4 \text{ p/min}.$$

Ajami ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_r} = \frac{581}{39{,}4} = 14{,}7.$$

Tabelitest lisas 33 valime kaheastmelise reduktori tüüp ЦДШ-650 ülekandearvuga 14,06.

Lindi tegelik kiirus

$$v_l = 1{,}3 \frac{14{,}7}{14{,}06} = 1{,}36 \text{ m/s}.$$

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. Lintkonveierite konstruktsioone.
2. Lindi tüübid ja materjal.
3. Trumlite konstruktsioonid.
4. Tõestada näitega erinevate kandetugede mõju lintkonveieri tootlikkusele.
5. Erinevused lintkonveieri arvutamisel kontuuri järgi.
6. Tutvuda tehastes lintkonveierite konstruktsioonidega ja töötamistingimustega.

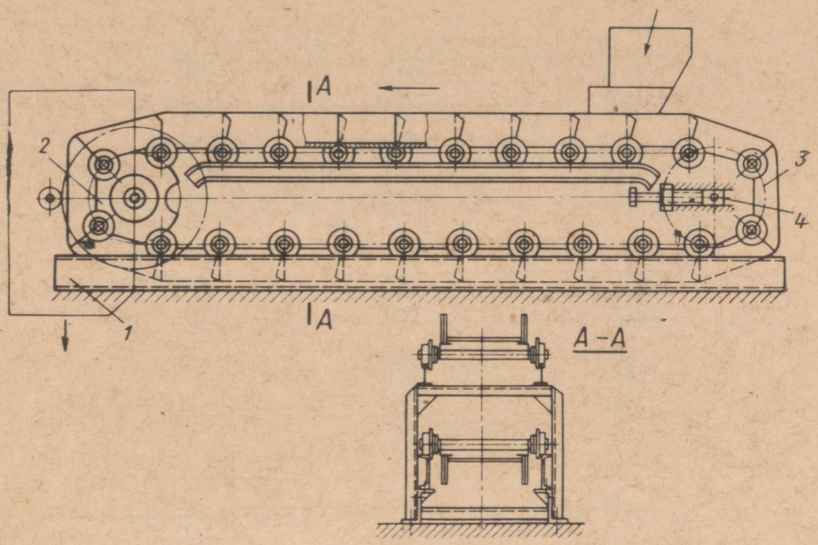
Plaatkonveierid

Plaatkonveierid (joon. 111) koosnevad keevis- või neetkonstruktsiooniga raamist *1*, mille lõpposade külge on monteeritud vedav *2* ja veetav *3* ketiratas. Ajam koosneb elektrimootorist ja reduktorist. Keti pingutamine toimub enamasti kruvimehhanismiga *4*.

Plaatkonveieri vedavaks elemendiks on pikkade lülidega liigendkett (joon. 112): ПВ — pukskett; ПВР — rullpukskett; ПВК — veerikpukskett, ПВКГ — äärisega veerikpukskett (GOST 588-54). Plaatkonveieri keti samm on 100—630 mm. Veokettide tehniline karakteristika on toodud tabelis 53.

Veoketid valmistatakse erineva tõmbetugevusega neljas kategoorias: I — kõrge, II — suurendatud, III — normaalse ja IV — vähendatud tõmbetugevusega ketid.

Tavaliselt kasutatakse ühel konveieril kahte paralleelselt liikuvat ketti, kuid erandina esineb ka ühe veoketiga konveiereid.



Joon. 111. Plaatkonveier.

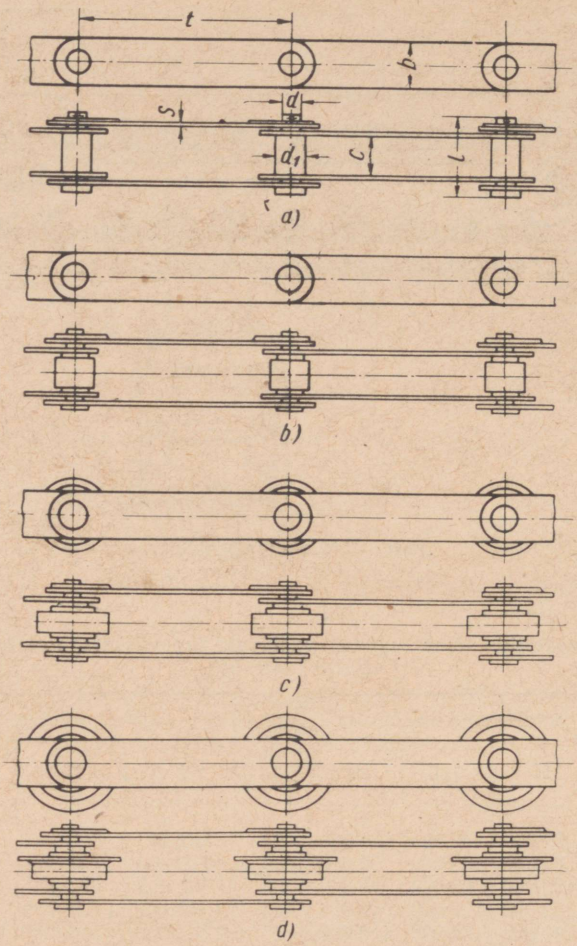
Tabel 53

Veokettide tõmbetugevus vastavalt tugevuskategooriatele (GOST 588-54).

Keti võlli läbimõõt mm	Keti tõmbetugevus N				Keti võlli läbimõõt mm	Keti tõmbetugevus N			
	I	II	III	IV		I	II	III	IV
9	108 000	62 000	49 000	37 000	24	562 000	323 000	256 000	194 000
11	150 000	86 000	68 000	52 000	30	790 000	454 000	360 000	274 000
13	209 000	120 000	95 000	72 000	36	1 190 000	680 000	540 000	410 000
16	277 000	159 000	126 000	96 000	44	1 680 000	1 000 000	790 000	—
20	400 000	230 000	182 000	138 000	55	2 620 000	1 500 000	1 190 000	—

Keti sisemiste lülide külge kinnitatakse metallist või (harvem) puidust plaadid, mis moodustavadki konveieri kandepinna (joon. 113).

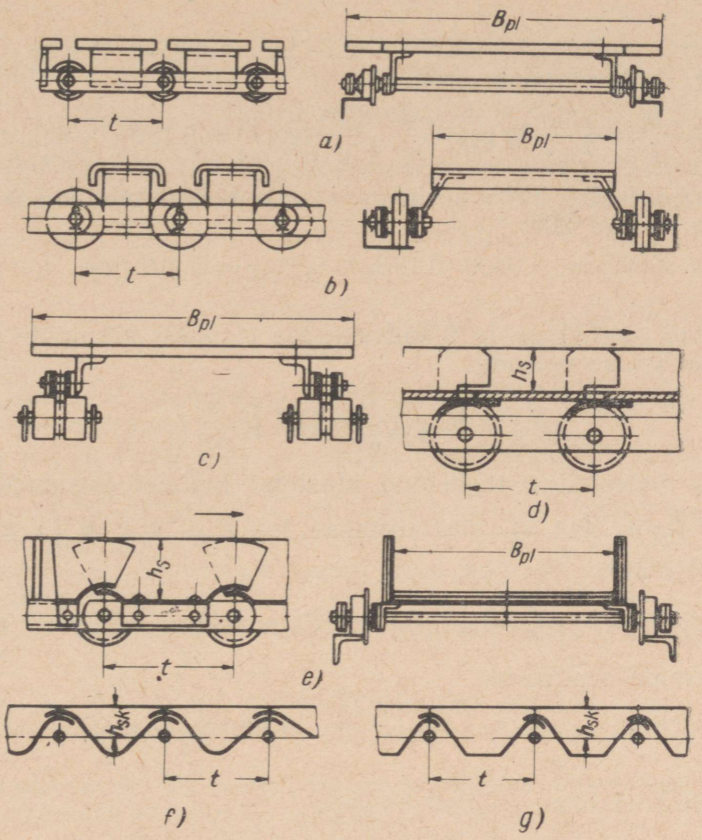
Olenevalt transporditavast lastist valmistatakse plaatkonveierid kas ilma ääristeta — üksiklastide ja suuretükiliste lastide transpordiks, raami külge kinnitatud seisvate ääristega või ääristatud plaatidega — puiste- ja tükiliste lastide transpordiks. Konveieriplaadid võivad olla tasapinnalised, lainelised või karbikujulised. Lainelised, eriti karbikujulised plaadid võimaldavad konveieri kaldasendit kuni 30°. Tasapinnaliste plaatidega konveiereid kasutatakse nii külma kui ka kuuma lasti transpordiks, nagu maak, aglomeraadid, valatised, sepised jm. Plaatkonveieri ise-



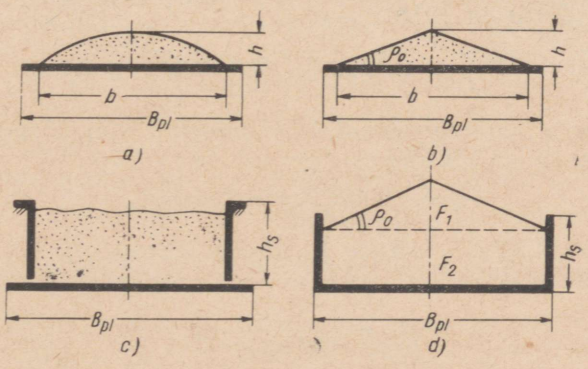
Joon. 112. Konveieri liigendketid:
a — tüüp ПВ; *b* — tüüp ПВР; *c* — tüüp ПВК; *d* — tüüp ПВКГ.

loomulikumateks omadusteks on suur tootlikkus (kuni 2000 tonni/t ja enam), suur ulatus, suur omamass, keerukas konstruktsioon, raskepärane hooldamine ja remont, suur energiakulu, lasti suhteliselt väike liikumiskiirus. Statsionaarsete, üldkasutatavate plaatkonveierite põhimõõtmed on määratud GOST 2035-54-ga.

Erinevalt lintkonveieritest on plaatkonveieri kandepind küllalt jäik ja selle liikumiskiirus on 0,2—0,6 m/s piires. Materjali ristlõike pindala arvutamisel võetaksegi seetõttu $S_0 = 0{,}4\varrho_0 = 17°$ ja $b = 0{,}85B_{pl}$. Võttes tasapinnaliste plaatidega



Joon. 113. Plaatkonveierite kandepinnad:
a, b, c — tasapinnalised, ääristeta; *d* — tasapinnaline, ääristega; *e* — ülekattega ja ääristega; *f, g* — karbikujulised, ääristega.



Joon. 114. Lasti paiknemine kandepinnal:
a, *b* — ääristeta plaadil; *c* — seisvate ääristega plaadil; *d* — liikuvate ääristega plaadil.

konveieril materjali ristlõikepinna kolmnurgakujulisena (joon. 114, *b*), saame pindala suuruseks.

$$F_1 = \frac{bh}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varrho_0 = \frac{(0{,}85B_{pl})^2}{4} \operatorname{tg} 17° = 0{,}18B_{pl}^2 \cdot 0{,}31 \text{ m}^2.$$

Horisontaalse, ilma ääristeta plaatkonveieri tootlikkuse määrame valemiga 209:

$$Q = 3600F_1v\gamma = 3600 \cdot 0{,}18B_{pl}^2 \cdot 0{,}31v\gamma = 200B_{pl}^2v\gamma \text{ tonni/t.} \tag{245}$$

Antud tootlikkuse ja liikumiskiiruse v juures arvutame plaadi vajaliku laiuse valemiga

$$B_{pl} = \sqrt{\frac{Q}{200v\gamma}} = 0{,}07\sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} \text{ m.} \tag{246}$$

Kui materjali ristlõikepind plaatidel kujuneb paraboolikujulisena (joon. 114, *a*), siis võetakse $b = B_{pl} - 0{,}1$ m ja $h = \frac{a}{b}$, millisel juhul

$$F_1' = \frac{2}{3}bh = \frac{2}{3}(B_{pl} - 0{,}1)\frac{1}{6}(B_{pl} - 0{,}1) = \frac{(B_{pl} - 0{,}1)^2}{9} \text{ m}^2$$

ja konveieri tootlikkus

$$Q = 3600F_1'v\gamma = 3600\frac{(B_{pl} - 0{,}1)^2}{9}v\gamma = 400(B_{pl} - 0{,}1)^2v\gamma \text{ tonni/t.} \tag{247}$$

Vastavalt saame plaadi laiuseks

$$B_{pl} = \sqrt{\frac{Q}{400v\gamma}} + 0{,}1 = 0{,}05\sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} + 0{,}1 \text{ m} \tag{248}$$

Üksiklastide transpordil määratakse plaatkonveieri tootlikkus valemitega (215) ja (216), s. o.

$$Q = 3{,}6\frac{G_1}{t}v \text{ tonni/t ja } Q = 3{,}6\frac{mG}{t}v \text{ tonni/t.}$$

Ääristega plaatkonveieritel, kui materjali kihi kõrgus ei ületa äärise kõrgust, on tootlikkus:

$$Q = 3600B_{pl}h_sv\gamma\psi \text{ tonni/t.} \tag{249}$$

Antud tootlikkuse, kiiruse ja äärise kõrguse h_s korral saame plaadi laiuseks:

$$B_{pl} = \frac{Q}{3600h_sv\gamma\psi} \text{ m,} \tag{250}$$

kus ψ on täitetegur, $\psi = 0{,}65 - 0{,}75$.

Kui ääristega plaatkonveier on kuhjatud materjaliga (joon.

114, *d*), siis määrame selle ristlõikepinna, mis antud juhul koosneb kolmnurgast ja ristkülikust, valemiga

$$F = F_1 + F_2 = 0{,}18 B_{pl}^2 \operatorname{tg} \varrho_0 + B_{pl} h_s \psi \text{ m}^2$$

ja tootlikkuse, kui $h_s = 0{,}4 B_{pl}$, $\psi = 0{,}7$ ja $\varrho_0 = 17°$ ($\operatorname{tg} \varrho_0 = 0{,}31$):

$$Q = 3600 F v \gamma = 3600 (0{,}18 B_{pl}^2 0{,}31 + B_{pl} 0{,}4 B_{pl} 0{,}7) v \gamma = \\ = 1200 B_{pl}^2 v \gamma \text{ tonni/t.} \quad (251)$$

Plaadi laius antud juhul võrdub:

$$B_{pl} = \sqrt{\frac{Q}{1200 v \gamma}} = 0{,}03 \sqrt{\frac{Q}{v \gamma}} \text{ m.} \quad (252)$$

Valemitega (246), (248), (250) ja (252) arvutatud plaadi laiust kontrollitakse lasti tükisuurusega:

$B_{pl} = 1{,}7a + 200$ mm — sorteerimata materjali korral suurima tükisuurusega a mm;

$B_{pl} = 2{,}7a_c + 200$ mm — sorteeritud materjali korral keskmise tükisuurusega a_c mm.

Üksiklastidele valitakse plaadi laius lasti suurimast mõõtmest 100—150 mm suurem.

Plaadi lõplik laius valitakse vastavalt standardsetele mõõtmetele:

laius B_{pl} 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 mm;
äärise kõrgus h_s 100, 125, 160, 200, 255 ja 320 mm.

Plaatkonveieri kaldasend tingib tootlikkuse vähenemist, mida arvestatakse kaldeteguriga φ, s. o.

$$Q_k = \varphi Q \text{ tonni/t,}$$

kus Q_k on kaldkonveieri tootlikkus tonni/t;

φ — kaldetegur, kui $\beta = 0 - 10°$, siis $\varphi = 1{,}0$ ääristega plaatidel; kui $\beta = 10—20°$, siis $\varphi = 0{,}95$ ääristega plaatidel ja $\varphi = 0{,}9$ ääristeta plaatidel; kui $\beta > 20°$, on φ vastavalt 0,9 ja 0,85.

Plaatkonveieri ketiharude pingused ja liikumistakistused määratakse konveieri kontuuri üksikuis punktides (joon. 115).

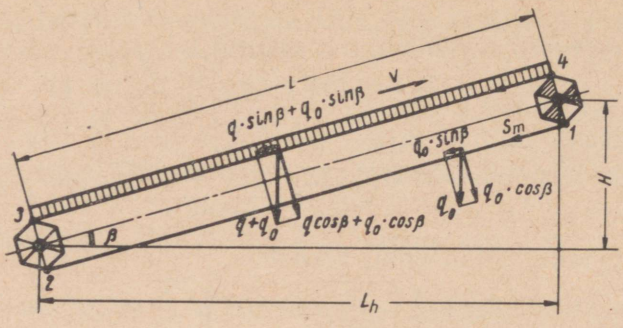
Keti pingus mahajooksvas ketiharus punktis *l*:

$$S_1 = S_m = 2000 \div 3000 \text{ N.} \quad (253)$$

Keti pingus punktis *2*, arvestades liikumistakistust piirkonnas *1—2*

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \text{ N.} \quad (254)$$

Liikumistakistuse W_{1-2} tekitab konveieri koormamata ketiharu massi normaalkomponent $q_0 \cos \beta$, kuna keti liikumissuunalised



Joon. 115. Plaatkonveieri arvutusskeem.

komponendid $q_0 \sin\beta$ on koormatud ja koormamata ketiharul võrdsed ja tasakaalustavad. Seega

$$W_{1-2} = W_t = 10 q_0 \cos\beta L w = 10 q_0 L_h w \text{ N}, \tag{255}$$

kus q_0 on plaatide ja keti jooksva meetri mass kg/m;

L_h — konveieri ulatus horisontaalpinnas m;

liikumistakistuse tegur $w = 0{,}1—0{,}12$ veerikutega kettidel ja $w = 0{,}20 \div 0{,}25$ libisevatel kettidel.

Konveieri kandepinna (plaadid ja kett) mass määratakse valemiga

$$q_0 = 60 B_{pl} + k_{pl} \text{ kg/m}, \tag{256}$$

kus B_{pl} on plaadi laius m;

k_{pl} — kandepinna konstruktsioonitegur.

Kui $B_{pl} = 0{,}4 — 0{,}5$ m, siis $k_{pl} = 40$ — kergel, $k_{pl} = 60$ — keskmisel ja $k_{lp} = 80$ raskel kandepinnal;

kui $B_{pl} = 0{,}65 — 0{,}8$ m, siis on k_{pl} vastavalt 50, 70 ja 110;

kui $B_{pl} = 0{,}8$ m, siis k_{pl} on 70, 100 ja 150.

Punktis *3* lisandub ketile pingutusketi rataste liikumistakistus

$$S_3 = S_2 + W_{k2} = S_1 + W_t + W_{k2} \text{ N}. \tag{257}$$

Keti liikumistakistus pingutusketi ratastel:

$$W_{k2} = W_{2-3} = 0{,}1 S_2 \text{ N}. \tag{258}$$

Pealejooksva kettiharu pingus punktis *4* koosneb keti pingusest punktis *3*, millele lisandub lastiga koormatud kandepinna massi normaalkomponendist $(q + q_0) \cos\beta$ tekitatud liikumistakistus piirkonnas *3—4*, samuti aga ka lasti massi piki kandepinda suunatud komponent, s. o.

$$S_4 = S_p = S_3 + W_Q = S_1 + W_t + W_{k2} + W_Q \text{ N}. \tag{259}$$

Keti koormatud haru liikumistakistus võrdub:

$$W_{3-4} = W_Q = 10[(q + q_0)\cos\beta L w \pm q \sin\beta L] = \\ = 10[(q + q_0)L_h w \pm qH] \text{ N.} \quad (260)$$

Vedava ketiratta ringjõud

$$P = S_p - S_m + W_{k1} \text{ N,} \quad (261)$$

kus W_{k1} on keti liikumistakistus vedaval ketirattal:

$$W_{k1} = 0{,}05(S_p + S_m).$$

Asendame valemis (261) S_p avaldisega valemist (259), saame

$$P = S_m + W_t + W_{k2} + W_Q - S_m + W_{k1} = \sum W \text{ N.} \quad (262)$$

Seega keti veojõud on võrdne tema summaarse liikumistakistusega. Lasti lossimisel konveieri vahepealses punktis tuleb liikumistakistuse määramisel arvestada lisatakistusena kraaplossija poolt tingitud takistust, mille arvutame valemiga (229).

Plaatkonveieri käitamiseks vajalik võimsus valemist (220):

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} \text{ W.}$$

Arvutatud võimsuse järgi valime sobiva elektrimootori, määrame ülekandearvu ja valime seejärel reduktori.

Juhul kui plaatkonveier on kahe ketiga, määratakse ühe keti koormus võrdsusega

$$S_k = (0{,}6 \div 0{,}7)S_p \text{ N.}$$

Keti arvutuslik maksimaalne koormus määratakse varuteguriga

$$k_k = 6 \div 8, \text{ s. o.}$$
$$S_{ak} = k_k S_k \text{ N.} \quad (263)$$

Kett valitakse maksimaalse arvutusliku koormuse järgi tabelist 53.

Keti veojõu võib määrata ka ligikaudselt koormatud ja koormamata ketiharu pinguste summaga, arvestades siinjuures liikumistakistust ketiratastel teguriga $k_r = 1{,}1 \div 1{,}15$:

$$P = k_r(W_t + W_Q) = k_r[(q + q_0)L_h w \pm H + q_0 L_h w]10 = \\ = k_r[q(Lw \pm H) + 2q_0 L_h w]10 \text{ N.} \quad (264)$$

Pealejooksva ketiharu pingus

$$S_p = P + S_m \text{ N.} \quad (265)$$

Kogu järgnev arvutus toimub analoogiliselt varemtoodule.

Samuti võib ka konveieri võimsuse määrata ligikaudselt valemiga

$$N_0 = 2{,}4q_0 v L_h + 3Q(0{,}11L_h \pm H) \text{ W,} \quad (266)$$

kus q_0 on konveieri kandepinna jooksva meetri mass kg/m;
v — keti liikumise kiirus m/s;
L_h — konveieri ulatus horisontaalpinnas m;
Q — tootlikkus tonni/t;
H — lasti tõstekõrgus m.

Valemis 266 võetakse märk «+» tõusuga konveierile ja märk «—» languga konveierile.

Elektrimootori võimsuse antud juhul leiame valemiga

$$N = k_N \frac{N_0}{\eta_m} \text{ W}. \qquad (267)$$

Arvutusnäide. Teostada rauamaagi transpordiks määratud liikuvate ääristega plaatkonveieri arvutus, kui $Q = 400$ tonni/t, $v = 0{,}15$ m/s, $L = 20$ m, $\gamma = 2$ tonni/m³, $\psi = 0{,}7$; $\beta = 10°$, $a = 500$ mm. Materjal laaditakse konveierile kuhjaga, liigub üles ja lossitakse konveieri lõpus. Veoelemendiks on veerikpukskett.

Plaatide vajalik laius (valem 252):

$$B_{pl} = 0{,}03\sqrt{\frac{Q}{v\gamma}} = 0{,}03\sqrt{\frac{400}{0{,}15 \cdot 2}} = 1{,}1 \text{ m}.$$

Kontrollime plaadi laiust materjali tükisuurusele:

$$B_{pl} \geqslant 1{,}7a + 200 = 1{,}7 \cdot 500 + 200 = 1050 \text{ mm}.$$

Valime $B_{pl} = 1200$ mm, $h_s = 320$ mm.

Materjali jooksva meetri mass konveieril (valem 207):

$$q = \frac{Q}{3{,}6v} = \frac{400}{3{,}6 - 0{,}15} = 740 \text{ kg/m}.$$

Konveieri kandepinna jooksva meetri mass (valem 256).

$$q_0 = 60B_{pl} + k_{pl} = 60 \cdot 1{,}2 + 100 = 172 \text{ kg/m}.$$

Veerikpuksketi liikumistakistus $w = 0{,}12$.
Keti liikumistakistus ketiratastel $k_r = 1{,}15$.
Konveieri ulatus horisontaalpinnas

$$L_h = L \cos \beta = 20 \cdot 0{,}985 = 19{,}7 \text{ m}.$$

Lasti tõstekõrgus

$$H = L \sin \beta = 20 \cdot 0{,}174 = 3{,}5 \text{ m}.$$

Konveieri veojõud (valem 264)

$$P = k_r[q(L_h w + H) + 2q_0 L_h w]10 = 1{,}15[740(19{,}7 \cdot 0{,}12 + 3{,}5) + \\ + 2 \cdot 172 \cdot 19{,}7 \cdot 0{,}12]10 = 59\,000 \text{ N}.$$

Konveieri ajami elektrimootori võimsuse $\eta_m = 0{,}8$ juures arvutame valemiga (220):

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = 1{,}25 \frac{59\,000 \cdot 0{,}15}{0{,}8} = 13800 \text{ W } 13{,}8 \text{ kW}.$$

Võimsus vedavate ketiratastele võllil (valem 266)

$$N_0 = 2{,}4q_0 v L_h + 3Q(0{,}11L_h + H) = 2{,}4 \cdot 172 \cdot 0{,}15 \cdot 19{,}7 + \\ + 3 \cdot 400(0{,}11 \cdot 19{,}7 + 3{,}5) = 8000 \text{ W} = 8 \text{ kW}.$$

Elektrimootori võimsus valemist (267)

$$N = k_N \frac{N_0}{\eta_m} = 1{,}25 \frac{8}{0{,}8} = 12{,}5 \text{ kW}.$$

Antud plaatkonveieri elektrimootori võimsuse arvutamine valemitega (220) ja (267) andis peaaegu võrdsed tulemused. Tabelitest lisas 32 valime elektrimootori AO-73-8, mille $N = 14$ kW ja $n_m = 730$ p/min.

Koormatud ketiharude pinguse leiame valemiga (265):

$$S_p = P + S_{vn} = 59000 + 2000 = 61000 \text{ N}.$$

Ühe ketiharu pingus

$$S_k = 0{,}6 S_p = 0{,}6 \cdot 61000 = 36600 \text{ N}.$$

Keti arvutuslik koormus, kui varutegur $k_k = 7$:

$$S_{ak} = k_k S_k = 7 \cdot 36600 = 256200 \text{ N}.$$

Tabelist 53 valime III kategooria tugevusega liigendketi tõmbetugevusega 256000 N, võlli läbimõõduga 24 mm ja sammuga 250 mm.

Vedava ketiratta pöörete arv minutis, kui $z = 6$,

$$n_r = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0{,}15}{6 \cdot 0{,}25} = 6 \text{ p/min}.$$

Reduktori ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_r} = \frac{730}{6} = 121{,}7.$$

Tabelitest lisas 33 valime reduktori ЦТШ-1250, mille $i = 120$, ülekantav võimsus 15 kW vedava võlli pöörete arvul 750 p/min.

Keti tegelik liikumiskiirus

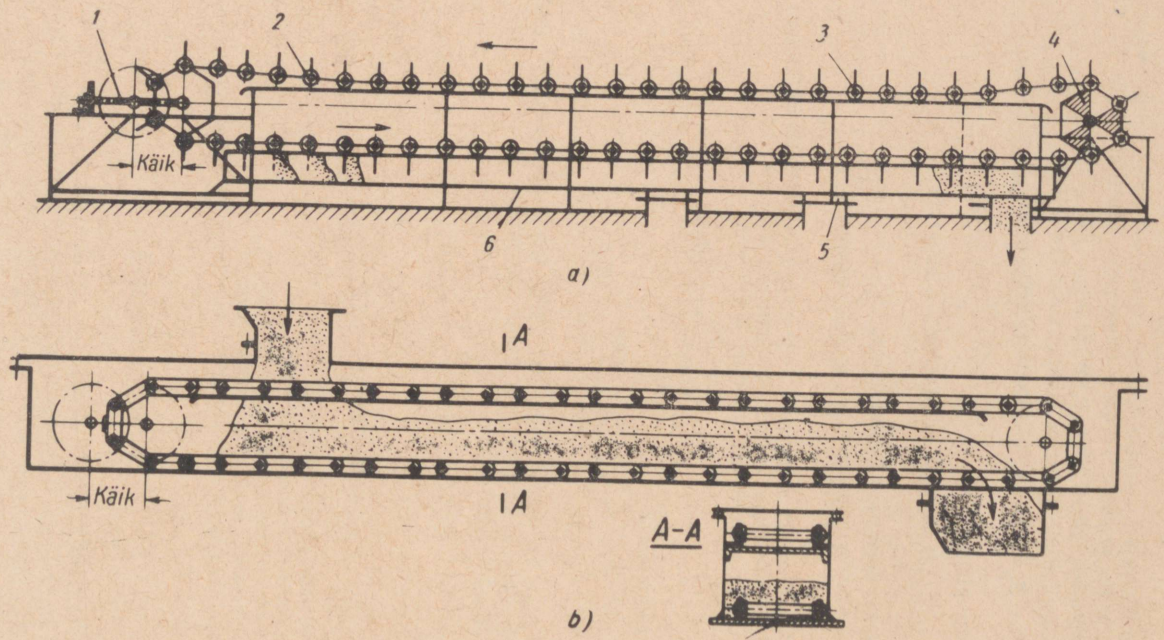
$$v = 0{,}15 \frac{121{,}7}{120} = 0{,}152 \text{ m/s}.$$

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED

1. *Plaatkonveieri konstruktsioon.*
2. *Plaatkonveieril kasutatavad ketid.*
3. *Plaatkonveieri kattepinna konstruktsioone.*
4. *Plaatkonveierite praktiline rakendamine.*
5. *Teostada üksiklastide transpordiks määratud plaatkonveieri arvutus.*

Kraapkonveierid

Kraapkonveierid (joon. 116) on määratud puiste- ja tükiliste lastide transpordiks. Kraapkonveieri veoorganiks on liigendkett *2* tüüp ПВКГ sammuga 200, 250, 320 ja 400 mm, kalibreeritud lülikett või terastross. Veoorgani külge kinnitatakse tööelemendid — 3—8 mm paksusest terasplekist valmistatud ristküliku-, trapetsi- või kettakujulised kraapijad *3*. Veoorganite arv sõltub



Joon. 116. Kraapkonveierid:
a — kõrgete kraapelementidega; *b* — uputatud kraapelementidega.

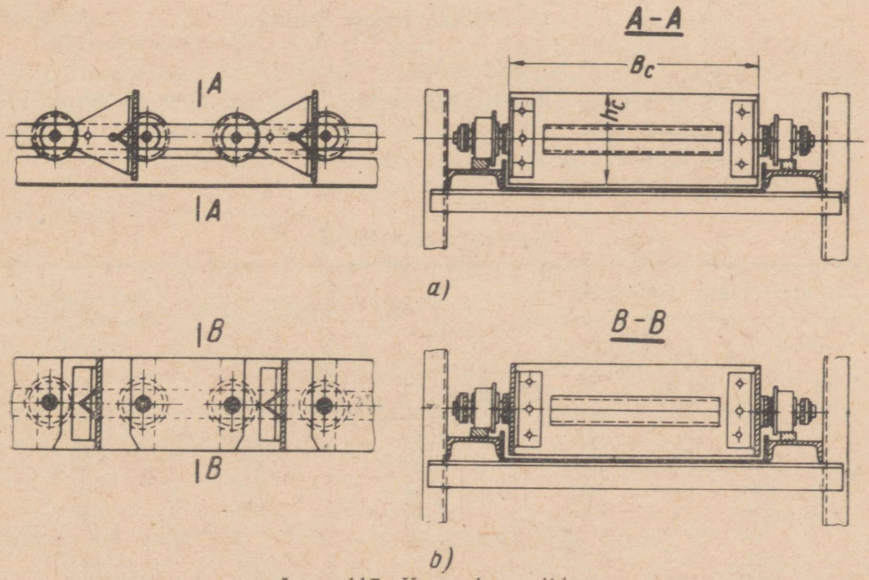
kraapelementide laiusest. Kuni 400 mm laiusega kraapelemendid kinnitatakse keskelt ühe veoorgani — keti või trossi külge, suurema laiuse korral kinnitatakse kraapelemendid kummastki otsast eraldi keti külge.

Joonisel 116, *a* esitatud konveieril toimub materjali liikumine kas ülemises või alumises rennis või üheaegselt mõlemas rennis. Liikumise takistuseks on hõõrdejõud renni põhjal ja külgedel. Hõõrdejõudude vähendamiseks kasutatakse sageli kettide sisemiste lülide külge kinnitatud liikuvaid plaate (joon. 117).

Kraapkonveierite lintide tehniline karakteristika on toodud tabelis 54.

Kraapkonveieri renn koosneb 4—6 mm paksusest lehtterasest või puidust valmistatud sektsioonidest. Kraapelementide ja renni sisepindade vahele jäetakse pilu 3—6 mm. Materjali lossimine võib toimuda kas konveieri otstest või siibritega *5* (joon. 116, *a*) suletavate luukide kaudu konveieri vahepealsetes osades. Vedavate ketirataste *4* käitamine toimub elektrimootori, reduktori ja momenti piirava kaitsesiduri kaudu. Konveieri kettide pingutamine toimub kruviga pingutusseadme *1* abil.

Lahtise renniga konveieritel on kraapelementide kõrgus võrdne või natuke väiksem küna külgede kõrgusest. Sellistel konveieritel tõukab iga kraapelement teatava kindla koguse materjali.



Joon. 117. Kraapelemendid:
a — külgseinteta; *b* — liikuvate külgseintega.

Kasutatakse samuti kinnise (kaetud) renniga kraapkonveiereid, kus kraapelemendi kõrgus on küna kõrgusest väiksem ja kraapelement ise on uputatud materjalisse. Antud juhul saame materjali pideva voolu (joon. 116, *b*). Uputatud kraapelemendid on ristküliku- või kettakujulised või moodustavad U, H, Z või L kontuuri. Uputatud kraapelementidega konveieri trossi võib kujundada keerulise kontuuriga, kuna antud juhul on võimalik materjali transportida nii horisontaal-, kald- kui ka vertikaalsuunas kiirusega 0,1—0,25 m/s. U-kujulise kontuuriga kraapelemendile soovitab trust «Союзпроммеханизация» ristkülikukujulisi renne mõõtmetega 100 × 80, 125 × 100, 160 × 125, 200 × 125, 250 × 160, 320 × 200 ja 400 × 250 mm.

Kettakujulise kraapelemendi korral kasutatakse konveieri renniks toru läbimõõduga 100—225 mm ja kettad on valmistatud kas malmist, kusjuures pöid on kummist, või tervikuna kummist. Antud juhul on keti liikumiskiirus 0,1—0,32 m/s ja toru lubatav painderaadius 1—3 m.

Tavaliste kraapkonveierite kaldenurk on 30° piires (harva 40°), konveieri ulatus 50—60 m (erijuhul kuni 100 m) ja tootlikkus kuni 150 tonni/t.

Üksiklastide transpordiks kasutatakse ka kraapkonveierite alavariante liug- ja rullteede näol. Siin toimub lasti transportimine keti külge kinnitatud tõukurite abil.

Lahtise renniga kraapkonveieri tootlikkus määratakse valemiga

$$Q = 3600 F v \gamma \varphi \psi \text{ tonni/t}, \qquad (268)$$

kus F on renni ristlõikepind m²;

v — kraapelementide liikumiskiirus, üldiseloomuga konveieritel $v = 0{,}1—0{,}5$ m/s ja kaevanduste konveieritel $v = 0{,}5—1{,}1$ m/s;

Tabel 54

Kraapkonveieri lindid

Kraapelementi mõõtmed mm		Kraapelementi pindala m²	Keti samm mm	Lindi jooksva meetri mass kg/m
laius B_c	kõrgus h_c			
	Külgseinteta			
450	200	0,09	250	49
600	250	0,15	320	64
800	250	0,20	320	72
1000	320	0,32	320	108
1200	400	0,48	320	190
	Külgseinteta			
600	250	0,15	320	83
800	250	0,20	320	82
1000	320	0,32	320	130

γ — materjali puistemass tonni/m³;
ψ — renni täitetegur, $\psi = 0{,}5—0{,}6$ hästi puistuval materjalil ja $\psi = 0{,}7—0{,}9$ raskel tükkmaterjalil;
φ — konveieri kaldetegur (tabel 55).

Tabel 55

Teguri φ väärtused

Transporditava lasti iseloomustus	φ väärtused kaldenurga $\beta°$ juures					
	0	10	20	30	35	40
Tolmav hästi puistuv, teraline ja väikesetükiline materjal	1	0,85	0,65	0,5	—	—
Raskelt puistuv, keskmise- ja suuretükiline materjal	1	1	0,85	0,75	0,6	0,5

Määratud tootlikkuse ja keti kiiruse juures saame renni ristlõikepinnaks:

$$F = \sqrt{\frac{Q}{3600 v \gamma \psi \varphi}} = 0{,}017 \sqrt{\frac{Q}{v \gamma \psi \varphi}} \text{ m}^2. \qquad (269)$$

Arvutatud ristlõikepinna järgi valime tabelist 54 kraapelemendi mõõtmed: laiuse B_c ja kõrguse h_c. Kraapelementide samm on võrdne ketilüli pikkusega või selle kordne. Kraapelemendi (samuti renni) laiust kontrollitakse lasti tükisuurusega.

Sorteerimata materjalil $B_c \geqslant 2a$ mm kahe ketiga konveieril, sorteeritud materjalil on vastavalt $B_c \geqslant (3 \div 4) a_c$ ja $B_c \geqslant (5 \div 7) a_c$.

Konveieri ketiharude pingus ja liikumistakistus määratakse konveieri kontuuri üksikute punktide järgi (joon. 115), kusjuures lähtealuseks võetakse keti minimaalne pingus: $S_1 = S_m = 3000 \div 1000$ N kõrgete kraapelementide korral ja $S_1 = S_m = 500 \div 1000$ N madalate kraapelementide korral.

Keti pingus punktis *2*, arvestades koormamata haru liikumistakistust piirkonnas *1—2*:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \text{ N}.$$

W_{1-2} leiame valemiga

$$W_{1-2} = W_t = 10 q_0 \cos \beta L w = 10 q_0 L_h w \text{ N},$$

kus q_0 on kettide ja kraapelementide jooksva meetri mass kg/m, mis võetakse tabelist 54 või määratakse võrdsusega

$$q_0 = kq, \qquad (270)$$

kus q on materjali jooksva meetri mass $\frac{Q}{3{,}6v}$ kg/m;

$k = 0{,}6—0{,}8$ kahe ketiga ja $k = 0{,}5—0{,}6$ ühe ketiga konveieritel;

w — liikumistakistuse tegur; veerikpukskettidel $w = 0{,}1—0{,}13$ ja rullpukskettidel $w = 0{,}25—0{,}4$.

Keti pingus punktis *3*

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} \text{ N.}$$

Keti liikumistakistus pingutusketiratastel

$$W_{2-3} = 0{,}1 S_2 \text{ N.}$$

Keti pingus punktis *4*, arvestades koormatud ketiharu liikumistakistust piirkonnas *3—4*:

$$S_4 = S_p = S_3 + W_{3-4} \text{ N.}$$

Takistus W_{3-4} koosneb keti ja materjali liikumistakistusest

$$W_{3-4} = W_Q = [(qf \cos \beta L + q_0 \cos \beta L w) \pm q \sin \beta L] 10 = \\ = [(q + q_0 w) L_h \pm qH] 10 \text{ N,} \qquad (271)$$

kus f on renni ja materjali vaheline hõõrdetegur (tabel 48).

Vedavate ketiratasте ringjõud

$$P = S_p - S_m + W_{4-1} \text{ N.}$$

Keti liikumistakistus vedavatel ketiratastel

$$W_{4-1} = 0{,}05 (S_p + S_m) \text{ N.}$$

Konveieri elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} \text{ W,}$$

kus η_m on konveieri ajami kasutegur, $\eta_m = 0{,}8 — 0{,}85$;

k_N — võimsuse varutegur, $k_N = 1{,}2—1{,}25$.

Konveieri ketid valitakse maksimaalse arvutusliku koormuse järgi varuteguriga $k_k = 6 \div 8$:

$$S_{ak} = k_k (0{,}6 \div 0{,}7) S_p \text{ N.}$$

Vedavate ketiratasте ringjõu ligikaudseks määramiseks võib kasutada valemit (264):

$$P = k_r (W_t + W_Q) = k_r [(qf \cos \beta L + q_0 \cos \beta L w) \pm q \sin \beta L + \\ + q_0 \cos \beta L w] 10 = k_r [q (fL_h \pm H) + 2 q_0 L_h w] 10 \text{ N,} \qquad (272)$$

kus $k_r = 1{,}1 \div 1{,}15$ on ketiratasте liikumistakistus.

Vajaliku võimsuse vedava ketiratasте võllil leiame ligikaudselt järgmise valemiga:

$$N_0 = \frac{QL_h w_0}{0{,}367} \pm \frac{QH}{0{,}367} = 2{,}72 Q (L_h w \pm H) \text{ W;} \qquad (273)$$

siin Q on konveieri tootlikkus tonni/t;

L_h — konveieri ulatus horisontaalpinnas m;

w_0 — tegur, mis arvestab keti tüüpi ja konveieri tootlikkust (tabel 56);
H — lasti tõstekõrgus m.

Tabel 56

Teguri w_0 väärtused

Konveieri iseloomustus	Konveieri tootlikkus tonni/t					
	4,5	9	18	17	36	45
Veerikpuksketiga	2,25	1,7	1,3	1,1	1,05	0,7
Veerikuteta ketiga	4,20	3,0	2,25	1,9	1,7	1,6

Valemis (273) kasutatakse märki «+» tõusuga ja märki «—» languga konveierite puhul.

Elektrimootori võimsus (valemiga 267)

$$N = k_N \frac{N_0}{\eta_m} \text{ N.}$$

Arvutatud võimsuse N järgi valime elektrimootori, määrame ülekandearvu ja reduktori.

Uputatud kraapelementidega konveieri tootlikkuse määrame valemiga

$$Q = 3600 F v \gamma \varphi \text{ tonni/t,} \qquad (274)$$

kus F on renni ristlõikepind m²;
v — keti liikumise kiirus, $v = 0{,}1—0{,}3$ m/s;
γ — materjali puistemass tonni/m³;
φ — konveieri kallet ja lasti iseloomustav tegur:
horisontaalsetel ja kaldega kuni $\beta = 18°$ konveieritel on $\varphi = 0{,}9$ tükilise, peenetükilise, teralise ja pulbermaterjalide (kivisüsi, liiv) puhul;
$\varphi = 0{,}8$ — tolmutaoliste materjalide (tsement) puhul; suure kaldega ja vertikaalsetel konveieritel;
$\varphi = 0{,}8$ — tükiliste ja peenetükiliste materjalide puhul;
$\varphi = 0{,}6$ — teraliste ja pulbermaterjalide puhul;
$\varphi = 0{,}45$ — tolmutaoliste materjalide puhul.

Uputatud kraapelementidega horisontaal- ja kaldkonveieritel täidab materjal renni peaaegu kogu selle ristlõike ulatuses, mille tõttu renni seinad on surve all. Materjali liikumisel tekib selle tagajärjel lisahõõrdetakistus.

Hüdrostaatika seaduste alusel on seinale kõrgusega h_c ja pikkusega L mõjuv jõud määratav valemiga

$$P_c = \frac{1}{2} k h_c^2 L \gamma 10 \text{ N,} \qquad (275)$$

kus $k = \operatorname{tg}^2\left(45° - \frac{\varrho_1}{2}\right)$ on tegur, mis arvestab materjali liikuvust olenevalt sisehõõrdenurgast ϱ_1. Nurk ϱ_1 võetakse tegelikes arvutustes võrdsena materjali loomuliku varisemise nurgaga ϱ_e;

γ — materjali puistemass kg/m³.

Nurga β all kaldu asetuv konveier surub seinale jõuga

$$P_c = \frac{1}{2} k h_1^2 L \gamma 10 = \frac{1}{2} \frac{k h_c^2 L \gamma 10}{\cos^2 \beta} \text{ N.} \qquad (276)$$

Jõust P_c tingitud hõõrdejõud renni vertikaalseinal

$$W_c = 2 P_c f = \frac{k h_c^2 L \gamma f 10}{\cos^2 \beta} \text{ N,} \qquad (277)$$

kus f on materjali ja renni seina vaheline hõõrdetegur.

Vedavate ketirataste ringjõud tasakaalustab koormatud ja koormamata ketiharude liikumistakistused, s. o.

$$P = k_r (W_t + W_Q + W_c) \text{ N.} \qquad (278)$$

Asendades valemis (278) liikumistakistused avaldistega (272) ja (277), saame

$$P = k_r \left[q (f L_h \pm H) + 2 q_0 L_h w + \frac{k h_c^2 L \gamma f}{\cos^2 \beta} \right] 10 \text{ N,} \qquad (279)$$

kus $k_r = 1{,}2 \div 1{,}3$ on tegur, mis arvestab liikumistakistust ketiratastel ja juhtpindade ebatasasustest tingitud lisatakistusi.

Vajalik võimsus arvutatakse varuga $k_N = 1{,}2 \div 1{,}25$:

$$N = k_N \frac{P v}{\eta_m} \text{ W.}$$

Uputatud kraapelementidega horisontaal- ja väikse kaldega konveierite mootori võimsus arvutatakse valemiga

$$N = \frac{k}{\eta_n} [300 (1 + B L_h) v + 3 Q (H + 1{,}8 f L_h)] \text{ W,} \qquad (280)$$

kus k on lisaliikumistakistuste tegur, $k = 1{,}15 \div 1{,}25$ horisontaalsetel ja väikese kaldega konveieritel ja $k = 1{,}2 \div 1{,}3$ konveieritel, mis koosnevad horisontaalsetest ja kaldosadest;

η_m — reduktori (ajami) kasutegur, $\eta_m = 0{,}8$—$0{,}85$;

B — renni laius m;

L_h — konveieri ulatus horisontaalpinnas m;

v — keti liikumiskiirus m/s;

Q — tootlikkus tonni/t;

H — lasti tõstekõrgus m;

f — materjali ja renni vaheline hõõrdetegur.

Keti pinguste arvutamine ja keti valik toimub analoogiliselt lahtise kraapkonveieriga.

SDV-s valmistatakse uputatud kraapelementidega konveiereid pikkusega kuni 60 m, kraapelemendi laiusega $B_c = 160—1000$ mm ja keskmise tootlikkusega kuni 380 tonni/t.

Arvutusnäide. Arvutada kraapkonveier sorteerimata kivisöe ($a = 400$ mm) transpordiks tootlikkusega $Q = 150$ tonni/t. Konveieri ulatus $L = 50$ m, keti kiirus $v = 0{,}7$ m/s, kaldenurk $\beta = 12°$ (üles), söe puistemass $\gamma = 0{,}8$ tonni/m³, hõõrdetegur $f = 0{,}6$, renni täitetegur $\psi = 0{,}8$, koormatud haruks on ülemine ketiharu.

Renni ristlõikepind valemist (269), kui $\varphi = 1$, on

$$F = 0{,}017\sqrt{\frac{Q}{v\gamma\psi\varphi}} = 0{,}017\sqrt{\frac{150}{0{,}7 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot 1}} = 0{,}31 \text{ m}^2.$$

Tabelist 54 valime kraapelemendi $B_c = 1000$ mm, $h_c = 320$ mm, $F = 0{,}32$ m², ketisamm $t_k = 320$ mm, keti ja kraapijate jooksva meetri mass $q_0 = 108$ kg/m.

Kraapelementide laiuse kontroll:

$$B_c \geqslant 2a = 2 \cdot 400 = 800 \text{ mm}.$$

Valime kaks veerikpuksketti kraapelementide sammuga

$$t_c = 2t_k = 2 \cdot 320 = 640 \text{ mm}.$$

Veerikpuksketi takistustegur $w = 0{,}13$; keti pingus punktis 1: $S_1 = S_m = 4000$ N.

Materjali jooksva meetri mass

$$q = \frac{Q}{3{,}6v} \frac{150}{3{,}6 \cdot 0{,}7} = 60 \text{ kg/m}.$$

Konveieri ulatus horisontaalpinnas

$$L_h = L \cos\beta = 50 \cdot 0{,}978 = 49 \text{ m}.$$

Lasti tõstekõrgus

$$H = L \sin\beta = 50 \cdot 0{,}208 = 10{,}4 \text{ m}.$$

Koormamata haru liikumistakistus

$$W_t = 10 q_0 L_h w = 10 \cdot 108 \cdot 49 \cdot 0{,}13 = 6880 \text{ N}.$$

Keti pingus punktis *2*

$$S_2 = S_1 + W_t = 4000 + 6880 = 10880 \text{ N}.$$

Keti liikumistakistus veetavatel ketiratastel

$$W_{2-3} = 0{,}1 S_2 = 0{,}1 \cdot 10880 = 1090 \text{ N}.$$

Keti pingus punktis *3*

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = 10880 + 1090 = 11970 \text{ N}.$$

Koormatud ketiharu liikumistakistuse arvutame valemiga (271):

$$W_Q = 10[(qf + q_0 w) L_h + qH] =$$
$$= 10[(60 \cdot 0{,}6 + 108 \cdot 0{,}13) 49 + 60 \cdot 10{,}4] = 30740 \text{ m}.$$

Keti pingus punktis *4*

$$S_4 = S_p = S_3 + W_Q = 11970 + 30740 = 42710 \text{ N}.$$

Keti liikumistakistus vedavatel ketiratastel

$$W_{4-1} = 0{,}05(S_p + S_m) = 0{,}05(42710 + 4000) = 2340 \text{ N}.$$

Vedavate ketirataste ringjõud

$$P = S_p - S_m + W_{4-1} = 42710 - 4000 + 2340 = 41050 \text{ N}.$$

Valemist (272) saame ringjõu suuruseks:

$$P = k_r(W_2 + W_t) = 1{,}1(30740 + 6880) = 41500 \text{ N}.$$

Nagu näeme, on arvutustega saadud ringjõudude arvuliste väärtuste erinevus tähtsusetu.

Ühe ketiharu maksimaalne arvutuslik koormus

$$S_{ak} = k_k(0{,}6 \div 0{,}7)S_p = 7 \cdot 0{,}7 \cdot 42710 = 209000 \text{ N}.$$

Tabelist 53 valime keti tõmbetugevusega 256000 N, III tugevuskategooria järgi, võlli läbimõõduga 24 mm ja sammuga $t_k = 320$ mm.

Konveieri elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = 1{,}2 \cdot \frac{41500 \cdot 0{,}7}{0{,}85} = 40000 \text{ W} = 40 \text{ kW}.$$

Tabelist lisas 32 valime elektrimootori AO-93-8 võimsusega 40 kW ja pöörete arvuga 735 p/min.

Vedava ketiratta pöörete arv, kui $z = 7$:

$$n_k = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0{,}7}{7 \cdot 0{,}32} = 18{,}75 \text{ p/min}.$$

Reduktori vajalik ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_k} = \frac{735}{18{,}75} = 39{,}2.$$

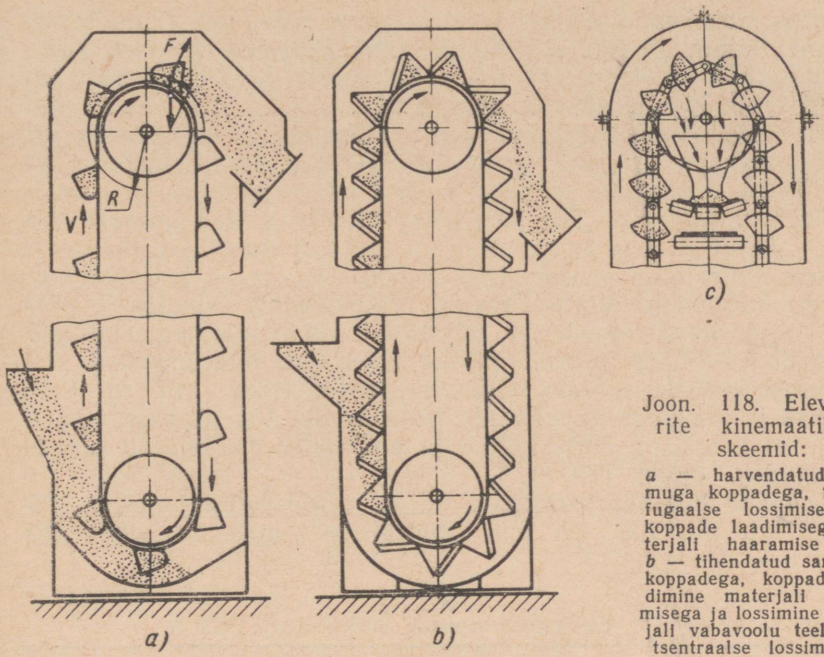
Tabelitest lisas 33 valime reduktori ЦДШ-1000 ülekandearvuga 40,17, vedavalt võllilt ülekantava võimsusega 39 kW 750 pöörde juures minutis.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. *Kraapkonveierite ehitus ja tööprintsiip.*
2. *Uputatud kraapelemendiga konveierite erinevused.*
3. *Kraapkonveierite ja liugteede praktiline kasutamine.*
4. *Arvutada liugtee.*

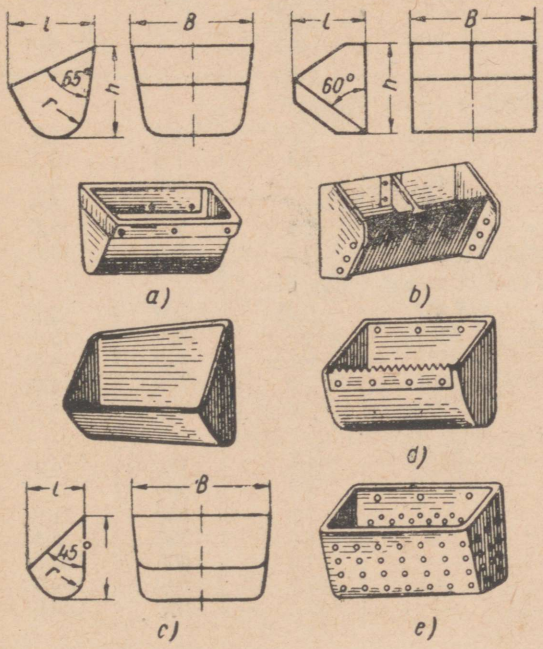
Elevaatorid

Elevaatoriteks nimetatakse pideva tööviisiga transportseadmeid (joon. 118), milliseid kasutatakse materjalide transpordiks vertikaalsuunas või eriti järsu kalde all (tõusuga üle 60° horisontaalist). Elevaatorite painduvaks veoorganiks on kummeeritud tekstiilist lindid (GOST 20-62) laiusega 150, 200 250, 300, 400 ja



Joon. 118. Elevaatorite kinemaatilised skeemid:

a — harvendatud sammuga koppadega, tsentrifugaalse lossimisega ja koppade laadimisega materjali haaramise teel; *b* — tihendatud sammuga koppadega, koppade laadimine materjali puistamisega ja lossimine materjali vabavoolu teel; *c* — tsentraalse lossimisega.



Joon. 119. Elevaatori kopad:

a — sügavad (tüüp Г); *b* — kandilised, külgmiste juhtpindadega (tüüp ОБН); *c* — madalad (tüüp М); *d* — hammastatud servaga; *e* — auguliste seintega.

500 mm, puksketid, rullpuksketid ja veerikpuksketid (kaldelevaatoritele) sammuga 100, 125 160, 200, 250, 320, 400, 500 ja 630 mm, kalibreeritud ja termiliselt töödeldud lüliketid (GOST 2319-55) traadi läbimõõduga 16—25 mm.

Elevaatori tööelemendiks on teraplekist keevitatud või stantsitud kopad: tüüp Г (joon. 119, *a*) — sügav, kaldu asetuva esikülje ja silindrilise põhjaga kopp hästi puistuvale ja kuivale teralisele materjalile, tüüp *M* (joon. 119, *c*) — madal, suure kaldega esikülje ja silindrilise põhjaga kopp halvasti puistuvale ja niiskele materjalile ja tüüp ОБН (joon. 119, *b*) — teravate nurkadega, külgmiste juhtpindadega, tasapinnalise esikülje ja põhjaga kopp abrasiivsetele ja rabedatele tükilistele materjalidele. Koppade laadimise hõlbustamiseks (materjali haaramiseks) kinnitatakse kopa esiservale hambuline plaat (joon. 119, *d*). Eriti niiskete ja märgade materjalide transpordiks kasutatakse trapetsikujulisi koppasid, mille küljed ja põhjad on varustatud nõrgutusaukudega (joon. 119, *e*).

Koppade kinnitus veoorgani külge on näidatud joonisel 120. Kopad laiusega 160—250 mm kinnitatakse tagaseina kaudu ühe

Tabel 57

Elevaatori koppade mõõtmed

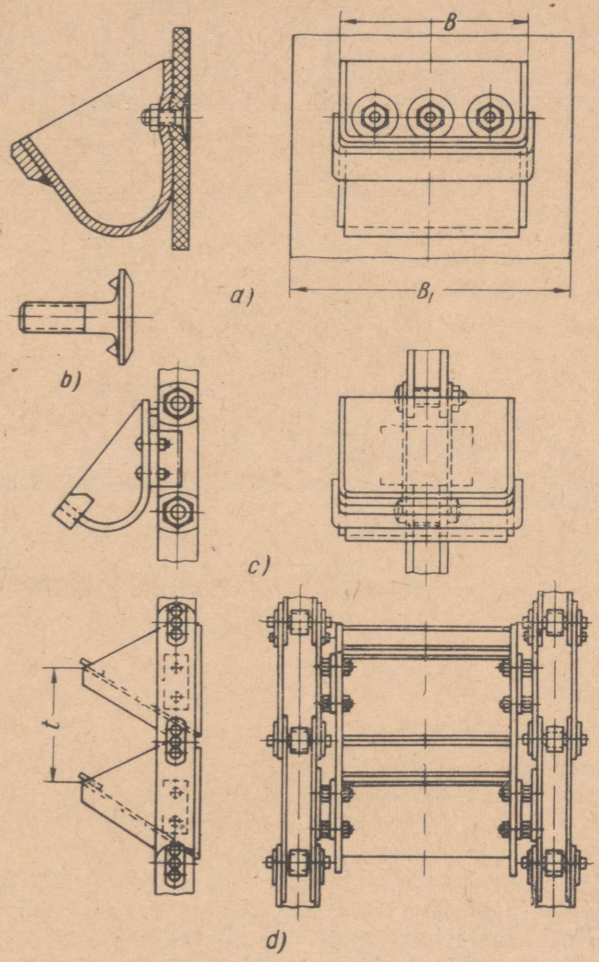
Kopa laius β mm	Kopa ulatus l mm	Kopa kõrgus h mm	Kopa põhja raadius r mm	Kopa maht i_0 liitr.	Kopa samm t mm	Jooksva meetri maht $\frac{i_0}{t}$ l/m
		Sügavad kopad (tüüp Г)				
135	94	101	31,5	0,75	300	2,5
160	105	110	35	1,1	300	3,7
200	125	135	40	2,0	300	6,7
250	140	150	45	3,2	400	8,0
350	180	200	60	7,8	500	15,6
450	220	240	70	14,5	600	24,0
		Madalad kopad (tüüp М)				
160	75	100	35	0,65	300	2,2
200	86	118	39	1,1	300	3,7
250	120	160	55	2,6	400	6,5
350	165	220	80	7,0	500	14,0
450	215	285	100	15,0	600	25,0
		Kandilised kopad (tüüp ОБН)				
160	110	155	—	1,5	160	9,4
250	140	195	—	3,6	200	18,0
350	175	245	—	7,8	250	31,2
450	225	310	—	16,0	320	50,0
600	280	390	—	34,0	400	85,0
750	350	490	—	67,0	500	134,0
900	450	620	—	130,0	630	206,0

keti külge (joon. 120, *c*). Laiemad kopad kinnitatakse kas tagaseina või külgede kaudu kahe keti külge (joon. 120, *d*).

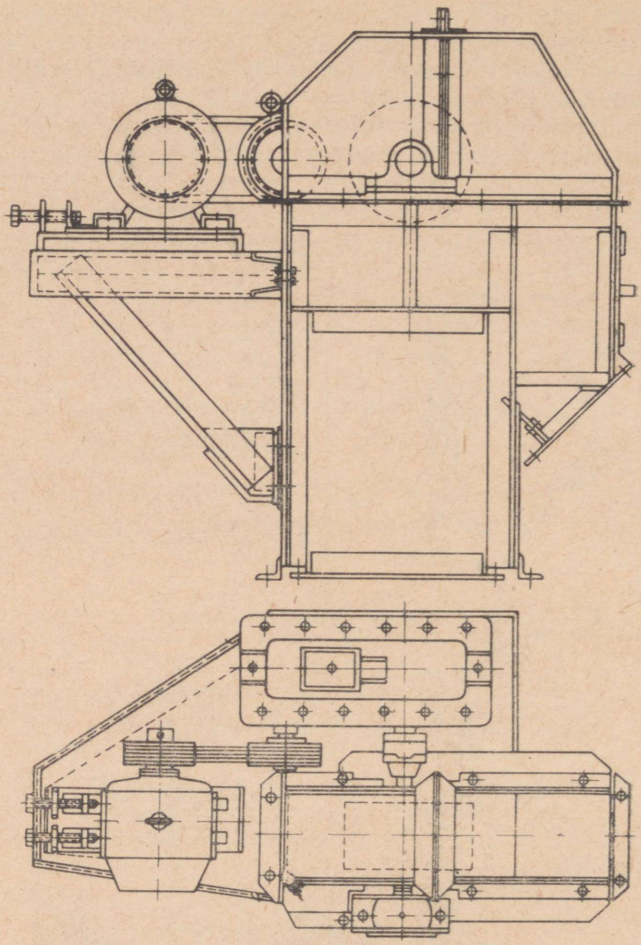
Kummeeritud lindi korral kinnitatakse kopad tagaseina kaudu lindi külge spetsiaalsete elevaatoripoltidega (joon. 120, *b*), siinjuures on lindi laius kopa laiusest 40—50 mm suurem.

Olenevalt elevaatori ülesandest, laadimise ja lossimise viisist võib koppade paigutus olla suure (joon. 118, *a*) või väikse sammuga (joon. 118, *b*). Koppade mõõtmed on antud tabelis 57.

Elevaatori käitamine toimub elektrimootoriga reduktori kaudu.



Joon. 120. Koppade kinnitusi veoelemendi külge:
a — kummeeritud lindi külge; *b* — elevaatori poldid; *c* — ühe keti külge; *d* — kahe keti külge.



Joon. 121. Elevaatori ajam.

Ajami kompaktsuse eesmärgil kasutatakse vaheastmena kiilrihmajamit, millel on ka kaitseelemendi ülesanne elevaatori koppade kinnikiilumise korral. Elevaatori veotrumli läbimõõt sõltub lindi kihtide arvust i_l ja tavaliselt valitakse $D = (125 \div 150) i_l$ mm piires, mis hiljem kooskõlastatakse standardsete läbimõõtudega GOST 2036-53 järgi, kus $D =$ 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 1250 mm. Ketirataste hammaste arv võetakse 8, 8, 10, 12, 13, 14, 16 ja 20 ketiratta pöörete juures 4,75 ÷ 75,5 p/min. Üldkasutatavate elevaatorite koppade liikumise kiirus on $v = 0{,}8 \div 2{,}0$ m/s, koppade samm lindil $t = (2{,}2 \div 3)h$, kus h on kopa kõrgus mm,

elevaatori tõstekõrgus H on kuni 30 m, tootlikkus kuni 100 tonni. Kettelevaatoritel on keti kiirus $v = 0{,}4 \div 1{,}6$ m/s. Elevaatori ajam varustatakse tõkestusseadmega (piduriga ja hammas- või rulltõkestiga).

Lindi või keti pingutamine toimub veetava trumli või ketiratastе kaudu kruvimehhanismiga või vastukaaluga. Vedavate ja veetavate trumlite ja ketiratastе mõõtmed on ühesugused.

Väikese abrasiivsusega tolmutaoliste, hästi puistuvate ja väiksetükiliste materjalide laadimine elevaatorisse toimub koppadega haaramise teel (joon. 118, *a*). Abrasiivsed, suuretükilised materjalid juhitakse kolust otse koppadesse, (joon. 118, *b*). Antud juhul on kopad asetatud vahetult üksteise järele ja koppade liikumise kiirus on kuni 1 m/s.

Koppade lossimine toimub elevaatori ülemises osas. Lossimise iseloomu mõjutab koppade liikumise kiirus. Kiirekäigulistel elevaatoritel lindi või keti kiirusega $v = 1—2$ m/s (jahu ja teravilja korral kuni 3 m/s) toimub koppade lossimine trumlilt või ketiratastelt üleminekul tekkiva tsentrifugaaljõu toimel (joon. 118, *a*). Antud juhul mõjub kopas olevale materjalile selle raskusjõud G ja tsentrifugaaljõud F, kus

$$F = \frac{10G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \text{ N;} \qquad (281)$$

siin G on kopas oleva materjali mass kg;

g — vabalangemiskiirendus m/s²;

v — kopas oleva materjali raskuskeskme liikumise kiirus m/s;

R — kopas oleva materjali raskuskeskme teekonna raadius m.

Tsentrifugaaljõu toimel lossimise normaalseks kulgemiseks valitakse tsentrifugaaljõud $F = \frac{2}{3} G$, s. o.

$$F = \frac{10G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{2}{3} G \cdot 10 \text{ N,} \qquad (282)$$

millest arvutame raadiuse

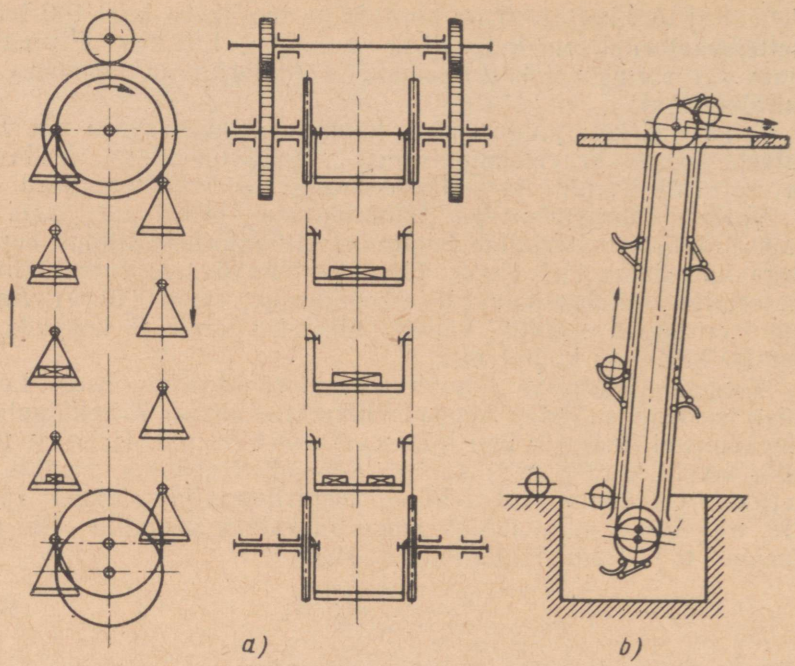
$$R = 0{,}153v^2 \text{ m} \qquad (283)$$

ja koppade liikumise kiiruse

$$v = \sqrt{\frac{R}{0{,}153}} = 2{,}56R \text{ m/s} \qquad (284)$$

Kuna $v = \frac{\pi Rn}{30}$ m/s, siis

$$\frac{\pi Rn}{30} = 2{,}56\sqrt{R} \quad \text{ehk} \quad \frac{\pi^2 R^2 n^2}{900} = 6{,}53R$$



Joon. 122. Elevaatorid üksiklastidele:
a — korvelementidega; *b* — riiulelementidega.

ja

$$R = \frac{900 \cdot 6{,}53}{\pi^2 n^2} \cong \frac{600}{n^2} \text{ m}, \qquad (285)$$

kus n on elevaatori vedava võlli pöörete arv min.

Valemitega (284) ja (285) on määratud suuruste R, v ja n omavaheline seos.

Lossimist tsentrifugaaljõu toimel kasutatakse ainult kiirekäigulistel suure koppade sammuga vertikaalsetel lint- või kettelevaatoritel peeneteralise ja hästi puistuva materjali transportimisel.

Aeglasekäigulistel koppade tiheda asetusega vertikaalsetel ja kald-, lint- või kettelevaatoritel koppade liikumise kiirusega $v = 0{,}4 \div 0{,}8$ m/s toimub materjali lossimine suunatud vabavoolu teel (joon. 118, *b*). Antud juhul langeb materjal eelneva kopa tagaseina välispinnale ja libiseb juhtäärikute vahelt lossimiskolusse.

Spetsiaalsetel, suure koppade sammuga, kahe ketiga vertikaalsetel elevaatoritel kopa liikumiskiirusega $0{,}6 \div 0{,}8$ m/s kasuta-

takse raskelt lossitavate materjalide transpordil tsentraalset lossimist (joon. 118, *c*).

Kõik elevaatori liikuvad elemendid — veoorganid koppadega, vedav ja veetav võll trumlite või ketiratastega on paigutatud 2—4 mm paksusest terasplekist valmistatud keresse. Kere kujundatakse 2—2,5 m pikkustest sektsioonidest, mis omavahel ühendatakse poltidega. Elevaatori alumist osa nimetatakse elevaatori jalaks ja ülemist osa elevaatori peaks.

Üldkasutatavate vertikaalsete elevaatorite põhiparameetrid on määratud GOST 2036-53-ga (vaata lisad 34 ja 35).

Üksiklastide (taarastatud lastid) transportimisel kasutatakse riiul- (joon. 122, *b*) ja korvelevaatoreid (joon. 122, *a*). Riiulid kinnitatakse jäigalt kahe keti külge, mille tõttu elevaatori laadimine ja lossimine võib toimuda ainult lõpp-punktis. Korvid kinnitatakse kahe keti vahele liigenditega, millega saavutame võimaluse teostada laadimist ja lossimist elevaatori mistahes kõrguses.

Tšehhoslovakkia tööstuses valmistatakse lint- ja kettelevaatoreid kopa laiusega 90—900 mm, kopasammuga 160—900 mm, trumli läbimõõduga 400—1250 mm, ketirataste läbimõõduga 400—1000 mm, lüliketiratаste läbimõõduga 450—710 mm ja koppade liikumiskiirusega 0,315—2,5 m/s.

Elevaatori tüübi, kopa kuju ja tüübi, kopa täiteteguri ja veoorgani liikumiskiiruse valik soovitatakse teostada sõltuvalt transporditava materjali iseloomust (tabel 58).

Tabel 58

Andmed elevaatori valikuks

Puistelastil iseloomustus	Lastide näiteid	Elevaatori tüüp	Kopa tüüp	Kopa keskmine täitetegur ψ	Liikumiskiirus v m/s	
					lindil	ketil
1	2	3	4	5	6	7
Tolmutaolised, hästi puistuvad	Söetolm	Aeglase käiguga, lossimisega vabavoolu teel	Г	0,85	—	0,6—0,8
	Tsement, fosforiidijahu	Kiire käiguga, tsentrif. lossimisega	Г	0,75	1,25—1,8	—
Väikse abrasiivsusega, väikesetükilised ($a < 60$ mm).	Saepuru, kuiv, tükis savi, kivisüsi, freesturvas	„	Г	0,7—0,8	1,25—2,0	1,25—1,6

Tabel 58 järg

1	2	3	4	5	6	7
Sama, kuid suure abrasiivsusega	Sõmer kruus, maak, šlakk	Aeglase käiguga, lossimisega vabavoolu teel	БНО	0,7—0,85	0,8—1,0	0,8—1,0
	Liiv, tuhk, muld, aheraine	Kiire käiguga, tsentrif. lossimisega	Г	0,7—0,8	1,6—1,8	—
Väikese abrasiivsusega keskm. ja suuretükilised (a ⩾ ⩾ 60 mm)	Kivisüsi	Aeglase käiguga, lossimisega vabavoolu teel	БНО	0,6—0,8	—	0,6—0,8
	Tükkturvas	Kiire käiguga, tsentrif. lossimisega		0,5—0,7	—	1,25—1,4
Sama, kuid suure abrasiivsusega	Killustik maak ja šlakk	Aeglase käiguga, lossimisega vabavoolu teel		0,6—0,8	—	0,5—0,8
Tükiline, habras, peenendamine mitte lubatud	Puidusüsi, koks	„		0,6	0,6—0,8	0,6—0,8
Halvasti puistunud tolmutaolised ja teralised, niisked	Niisked kemikaalid, turbajäätmed	„		0,4—0,6	—	0,6—0,8
	Muld, niiske liiv, niiske pulberkriit	Kiire käiguga, tsentrif. lossimisega	М	0,2—0,6	1,25—1,8	1,25—1,6

Koppelevaatori tootlikkus Q arvutatakse valemiga (207):

$$Q = 3{,}6\frac{i_0}{t} v\gamma\psi \text{ tonni/t}, \qquad (286)$$

kus $\frac{i_0}{t}\gamma\psi$ on materjali jooksva meetri mass kg/m;

i_0 — kopa maht l;
t — kopa samm m;
v — koppade liikumiskiirus m/s;
γ — materjali puistemass tonni/m³;
ψ — kopa täitetegur.

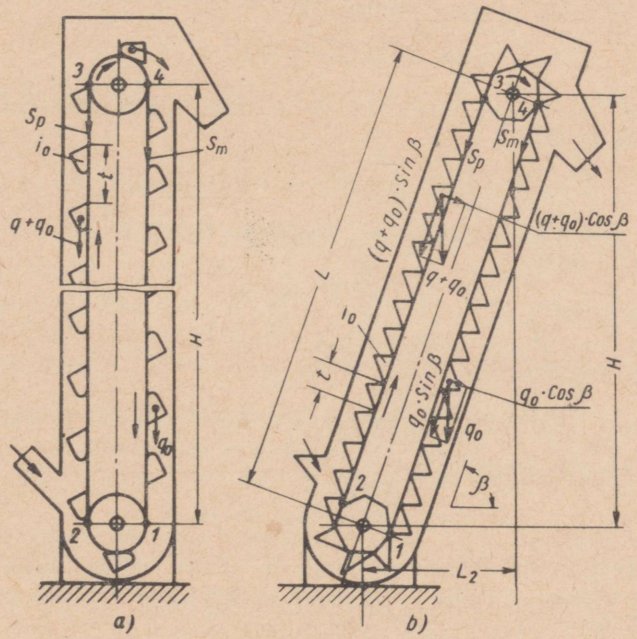
Antud tootlikkuse ja kiiruse korral leiame koppade jooksva meetri mahu

$$\frac{i_0}{t} = \frac{Q}{3{,}6v\gamma\psi} \text{ l/m}. \qquad (287)$$

Tabelist 57 leiame kopa mahu, sammu ja mõõtmed.

Kopa ulatus kontrollitakse materjali tükisuurusele:
sorteeritud materjalidel $l = (4 \div 5)a_c$ mm;
sorteerimata materjalidel $l = (2 \div 2{,}5)a$ mm.

Järgnevalt tutvume lintelevaatori veoorgani pinguse ja liikumistakistuse määramise metoodikaga juhul, kui laadimine toimub materjali haaramisega (joon. 123, *a*).



Joon. 123. Elevaatori arvutusskeem:
a — vertikaalne elevaator; *b* — kaldelevaator.

Lindi väikseim pingus punktis *1* võetakse $S_1 = 1000 \div 2000$ N.

Lindi pingus punktis *2*, arvestades takistusi trumlil ja materjali haaramisel:

$$S_e = S_1 + W_{1-2} + W_3 \text{ N.}$$

Lindi liikumistakistus trumlil

$$W_{1-2} = (0{,}05 \div 0{,}07) S_1 \text{ N.}$$

Seega

$$S_2 = (1{,}05 \div 1{,}07) S_1 + W_3 = k_1 S_1 + W_3 \text{ N.}$$

Materjali haaramistakistus võetakse võrdeliselt materjali jooksva meetri raskusele:

$$W_3 = k_2 q \text{ N,}$$

kus k_2 on tööhulk, mis on vajalik ühe kg materjali haaramiseks,

$$k_2 = 40 \div 50 \text{ N} \times \text{m/kg;}$$

q — materjali jooksva meetri mass $q = \frac{Q}{3{,}6v}$ kg/m;

Asendades lähtevalemis S_1 ja W_3, saame

$$S_2 = k_1 S_1 + k_2 q. \tag{288}$$

vedava lindiharu pingus punktis *3*:

$$S_p = S_3 = S_2 + W_{2-3} \text{ N.} \tag{289}$$

Liikumistakistus piirkonnas *2—3* tekitatakse materjali, lindi ja koppade massiga

$$W_{2-3} = 10(qH + q_0 H) = 10H(q + q_0) \text{ N.}$$

Lindi jooksva meetri mass võetakse tabelist või arvutatakse ligikaudselt valemiga

$$q_0 = k'Q \text{ kg/m,} \tag{290}$$

kus k' on tabelist 59 valitav tegur.

Lõplikult saame:

$$S_p = k_1 S_1 + k_2 q + (q + q_0) H \cdot 10 \text{ N.} \tag{291}$$

Lindi pingus punktis *4*

$$S_m = S_4 = S_1 + q_0 H \cdot 10 \text{ N.} \tag{292}$$

Pealejooksva lindiharu pinguse S_p järgi valime lindi kihtide arvu i_l, arvestades lindi nõrgestamist koppade kinnituspoltidega (valem 201)

$$i_l = \frac{kS_p}{B_1 \sigma_T}.$$

Tabel 59

Tegurite k' ja k_4 ligikaudsed väärtused

Tootlikkus Q tonni/t	Elevaatori tüüp					
	lindiga		ühe ketiga		kahe ketiga	
	Kopa tüüp					
	Г ja М	БНО	Г ja М	БНО	Г ja М	БНО
10	0,6	—	1,1	—	—	—
10—25	0,5	—	0,8	1,1	1,2	—
25—50	0,45	0,6	0,8	0,85	1,0	—
50—100	0,40	0,55	0,5	0,70	0,8	1,1
100	0,35	0,5	—	—	0,6	0,9
Tegur k_4	1,6	1,1	1,3	0,8	1,3	0,8

Lindi töötav laius

$$B_1 = B_l - n_1 d \text{ m},$$

kus n_1 on suurim poltide arv ühes reas,
d — poldi läbimõõt m.

Vedava trumli ringjõud

$$P = S_p - S_m + W_{3-4} \text{ N}.$$

W_{3-4} on lindi liikumistakistus veotrumlil, $W_{3-4} = 0{,}05P$, seega

$$P = \frac{S_p - S_m}{0{,}95} \text{ N}. \qquad (293)$$

Elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} \text{ W}.$$

Arvutatud võimsuse N järgi valitakse elektrimootor, määratakse ülekandearv ja valitakse reduktor.

Kaldelevaatori arvutus on analoogiline kaldlintkonveieri arvutusega.

Vabavoolu teel lossimisega kaldkettelevaatori (joon. 123, *b*) arvutusel on mõningaid erinevusi.

Keti minimaalne pingus punktis *1* võetakse $S_1 = 3000$—4000 N.

Keti pingus punktis *2*, arvestades liikumistakistust veetavatel ketiratastel:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \text{ N};$$

kuna $W_{1-2} = 0{,}1S_1$, siis

$$S_2 = 1{,}1S_1 \text{ N}.$$

Keti pealejooksva haru pinguse punktis *3* arvutame valemiga (265):

$$S_p = S_3 = S_2 + W_Q \text{ N.}$$

Koormatud ketiharu liikumistakistus

$$W_Q = [(q + q_0) L_h w \pm qH]10 \text{ N.}$$

Arvestades eeltoodut saame:

$$S_p = S_3 = 1{,}1S_1 + [(q + q_0) L_h w \pm qH]10 \text{ N} \qquad (295)$$

Mahajooksva ketiharu pinguse punktis *4* määrame valemiga:

$$S_m = S_4 = S_1 + W_t = S_1 + q_0 L_h w 10 \text{ N.}$$

Kett valitakse maksimaalse pinguse järgi, kasutades valemit (263):

$$S_{ak} = k_k S_k \text{ N.}$$

Vedavate ketirataste ringjõud, kui $W_{3-4} = 0{,}05(S_p + S_m)$ N,

$$P = S_p - S_m + W_{3-4}.$$

Ringjõu P järgi määratakse võimsus, valitakse elektrimootor ja reduktor.

Lint- ja kettelevaatori elektrimootori võimsuse ligikaudseks määramiseks võib kasutada valemit

$$N = k_N \frac{2{,}72QH}{\eta_m} (1{,}15 + k' \cdot k_4 v) \text{ W.} \qquad (296)$$

Siin k_N on võimsuse varutegur, $k_N = 1{,}2—1{,}25$;
Q — elevaatori tootlikkus tonni/t;
H — tõstekõrgus m;
η_m — ajami kasutegur;
k' ja k_4 — tabelist 58 valitavad tegurid;
v — koppade liikumiskiirus m/s.

Riiul- ja korvelevaatorite tootlikkus määratakse valemitega (215) ja (216).

Arvutusnäide. Arvutada vertikaalne elevaator tootlikkusega $Q = 55$ tonni/t kuiva kivisütt tükisuurusega $a_c = 30$ mm, puistemassiga $\gamma = 0{,}7$ tonni/m³. Elevaatori tõstekõrgus $H = 20$ m.

Tabelist 58 valime kiirekäigulise lintelevaatori, haardelaadimisega ja tsentrifugaalse lossimisega, kopaga tüüp Γ, lindi kiirusega $v = 1{,}8$ m/s ja kopa täiteteguriga $\psi = 0{,}8$.

Koppade jooksva meetri maht (valem 287)

$$\frac{i_0}{t} = \frac{Q}{3{,}6a\gamma\psi} = \frac{55}{3{,}6 \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}8} = 15{,}2 \text{ l/m.}$$

Tabelis 57 vastab jooksva meetri mahule 15,6 l/m kopa maht $i_0 = 7{,}8$ l, kopa samm $t = 500$ mm, kopa laius $B = 350$ mm, kopa ulatus $l = 180$ mm, kopa kõrgus $h = 200$ mm.

Kopa ulatuse kontroll materjali tükisuurusele:

$$l = (4 \div 5)a_c = 5 \cdot 30 = 150 \text{ mm}.$$

Lindi laius

$$B_l = B + 50 = 350 + 50 = 400 \text{ mm}.$$

Lindi jooksva meetri massi koos koppadega määrame valemiga (290):

$$q_0 = k'Q = 0{,}45 \cdot 55 = 24{,}8 \text{ kg/m}.$$

Materjali jooksva meetri mass

$$q = \frac{Q}{3{,}6v} = \frac{55}{3{,}6 \cdot 1{,}8} = 8{,}5 \text{ kg/m}.$$

Valime lindi minimaalseks pinguseks punktis *1*

$$S_1 = 1800 \text{ N}.$$

Lindi pealejooksva haru pinguse punktis *3* määrame valemiga (291):

$$S_p = kS_1 + k_2 q + (q + q_0)H10 = 1{,}07 \cdot 1800 + 45 \cdot 8{,}5 + \\ + (8{,}5 + 24{,}8) \cdot 20 \cdot 10 = 8970 \text{ N}.$$

Lindi mahajooksva haru pinguse punktis *4* määrame valemiga (292):

$$S_m = S_1 + q_0 H \cdot 10 = 1800 + 24{,}8 \cdot 20 \cdot 10 = 6760 \text{ N}.$$

Kopa, laiusega $B = 350$ mm, kinnitame lindi külge kuue poldiga $d = 8$ mm, suurim poltide arv ühes reas $n_1 = 4$.
Lindi töötav laius

$$B_1 = B_l - n_1 d = 400 - 4 \cdot 8 = 368 \text{ mm} = 0{,}368 \text{ m}.$$

Kihtide arv lindil Б-820 tõmbetugevusega $\sigma_t = 55 \cdot 10^3$ N/m ja varuteguriga $k = 9{,}5$ on:

$$i_l = \frac{kS_p}{B_1 \sigma_t} = \frac{9{,}5 \cdot 8970}{0{,}368 \cdot 55 \cdot 10^3} = 4{,}2.$$

Kopas oleva materjali raskuskeskme kaugus vedava rulli teljest

$$R = 0{,}153v^2 = 0{,}153 \cdot 1{,}8^2 = 0{,}495 \text{ m} = 495 \text{ mm}.$$

Veorulli orienteeruv läbimõõt

$$D = 2\left(R - \frac{l}{2}\right) = 2\left(495 - \frac{180}{2}\right) = 810 \text{ mm}.$$

Veotrumli läbimõõt lindi kihtide arvu järgi

$$D \geqslant (125 \div 150)i_l = 150 \cdot 5 = 750 \text{ mm}.$$

Valime veotrumli läbimõõdu $D = 800$ mm.
Veotrumli pikkus

$$L_r = B_l + 150 = 400 + 150 = 550 \text{ mm}.$$

Veotrumli ringjõu arvutame valemiga (293):

$$P = \frac{S_p - S_m}{0{,}95} = \frac{8970 - 6760}{0{,}95} = 2320 \text{ N}.$$

Elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = 1{,}2 \frac{2320 \cdot 1{,}8}{0{,}8} = 6260 \text{ W} = 6{,}26 \text{ kW}.$$

Tabelist lisas 32 valime asünkroonelektrimootori AO-62-6 võimsusega $N = 7$ kW, $n_m = 980$ p/min juures.

Veotrumli pöörete arv

$$n_r = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1{,}8}{\pi \cdot 0{,}8} = 43 \text{ p/min}.$$

Ajami ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_r} = \frac{980}{43} = 22{,}8.$$

Tabelitest lisas 33 valime reduktori ЦДШ-500 ülekandearvuga $i = 23{,}34$, ülekantava võimsusega 12,2 kW vedava võlli pöörete arvu juures 1000 p/min.

Lindi tegelik liikumiskiirus

$$v = 1{,}8 \frac{22{,}8}{23{,}34} = 1{,}76 \text{ m/s}.$$

Arvutusnäide 2. Arvutada kaldelevaator $a = 150$ mm koksi transpordiks tootlikkusega $Q = 100$ tonni/t, kui $\beta = 70°$, $H = 24$ m ja $\gamma = 0{,}6$ tonni/m³.

Tabeli 58 järgi valime aeglase käiguga kettelevaatori, tiheda koppade asetusega ja vabavoolu lossimisega, keti liikumiskiirus $v = 0{,}7$ m/s, kopa täitetegur $\psi = 0{,}7$, kopad tüüp ОБН.

Koppade jooksva meetri maht

$$\frac{i_0}{t} = \frac{Q}{3{,}6v\gamma\psi} = \frac{100}{3{,}6 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}7} = 113{,}3 \text{ l/m}.$$

Tabelis 57 vastab jooksvale mahule 134 l/m kopa maht $i_0 = 67$ l, kopa laius $B = 750$ mm, kõrgus $h = 490$ mm, ulatus $l = 350$ mm ja kopa samm $t = 500$ mm.

Kontrollime kopa ulatust materjali tükisuurusele $l \geqslant (2 \div 2{,}5)$, $a = (2 \div 2{,}5)150 = 300 \div 375$ mm. Valime kopa $l = 350$ mm ja vastavalt kaks ketti tüüp ПВК.

Keti koppade jooksva meetri mass

$$q_0 = k'Q = 1{,}1 \cdot 100 = 110 \text{ kg/m}.$$

Materjali jooksva meetri mass

$$q = \frac{Q}{3{,}6v} = \frac{100}{3{,}6 \cdot 0{,}7} = 40 \text{ kg/m}.$$

Keti pinguseks punktis *1* valime:

$$S_1 = 3500 \text{ N}.$$

Keti pealejooksva haru pinguse punktis *3* arvutame valemiga (295); $w = 0{,}2$, $\operatorname{tg} 70° = 2{,}747$, $L_h = \frac{H}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{24}{2{,}747} = 8{,}73$ m.

$$S_p = S_3 = 1{,}1S_1 + [(q + q_0)L_h w + qH]10 = 1{,}1 - 3500 + \\ + [(40 + 110)8{,}73 \cdot 0{,}2 + 40 \cdot 24]10 = 16070 \text{ N}.$$

Keti mahajooksva haru pingus punktis *4*:

$$S_m = S_4 = S_1 + q_0 L_h w 10 = 3500 + 110 \cdot 8{,}73 \cdot 0{,}2 \cdot 10 = 5420 \text{ N}.$$

Ühe ketiharu maksimaalne arvutuslik pingus

$$S_{ak} = k_h 0{,}65 S_p = 7 \cdot 0{,}65 \cdot 16070 = 73000 \text{ N}.$$

Tabelist 53 valime II tugevuskategooriaga keti katketugevusega $S_t = 86000$ N, võlli läbimõõduga 11 mm.

Vedavate ketirataste ringjõud

$$P = S_p - S_m + 0{,}05(S_p + S_m) = 16070 - 5420 + 0{,}05(16070 + 5420) = 11730 \text{ N}.$$

Elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = 1{,}2 \frac{11730 \cdot 0{,}7}{0{,}8} = 12300 \text{ W} = 12{,}3 \text{ kW}.$$

Ligikaudse valemiga (296) arvutatud võimsus, kui $k' = 1{,}1$ ja $k_4 = 0{,}8$ (tabel 59):

$$N = k_N \frac{QH \cdot 2{,}72}{\eta_m} (1{,}15 + k' k_4 v) =$$

$$= 1{,}2 \frac{100 \cdot 24 \cdot 2{,}72}{0{,}8} (1{,}15 + 1{,}1 + 0{,}8 \cdot 0{,}7) = 17{,}4 \text{ kW}.$$

Valime tabelist lisas 32 asünkroonelektrimootori AO-73-8 võimsusega $N = 14$ kW, $n_m = 730$ p/min juures.

Vedavate ketirataste pöörete arv, kui $z = 7$ ja $t = 0{,}5$ m:

$$n_r = \frac{60v}{zt} = \frac{60 \cdot 0{,}7}{7 \cdot 0{,}5} = 12 \text{ p/min}.$$

Ajami ülekandearv

$$i = \frac{i_m}{i_r} = \frac{730}{12} = 60{,}83.$$

Tabelist lisas 33 valime reduktori ЦТШ 1100 ülekandearvuga $i = 62{,}8$ ja ülekantava võimsusega 16 kW vedava võlli pööretel 750 p/min.

Tegelik keti kiirus

$$v = 0{,}7 \frac{60{,}83}{62{,}8} = 0{,}68 \text{ m/s}.$$

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. *Elevaatorite ülesanne ja ehitus.*
2. *Koppade tüübid ja nende kinnitusviisid veoorgani külge.*
3. *Elevaatori laadimise ja lossimise moodused.*
4. *Riiul- ja korvelevaatorite rakendusala ja konstruktsioon.*
5. *Teostada riiulelevaatori arvutus.*

Tigukonveierid

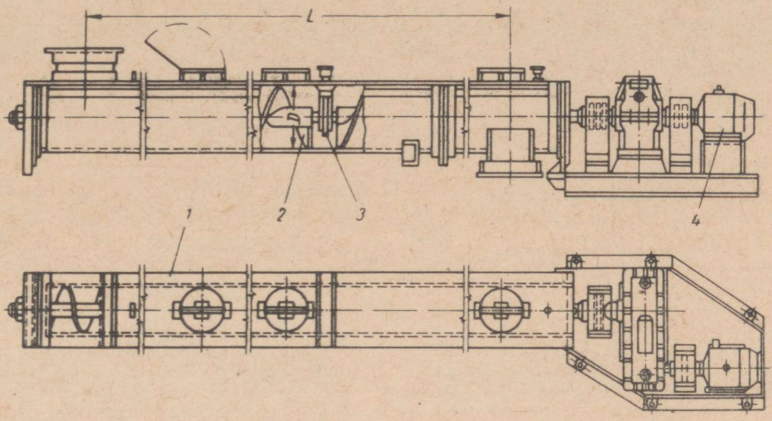
Tigukonveiereid kasutatakse peamiselt tolmutaoliste, pulber-, teraliste ja väiksetükiliste materjalide horisontaalseks ja kaldsuunaliseks (kuni 20°) transpordiks. Tigukonveier (joon. 124) koosneb ajamist *4*, mille kaudu käitatakse kinnises rennis *1* asuv tigu *2*. Üldkasutatavad tigukonveierid (GOST 2837-43) võivad olla pikkusega kuni 60 m, teo läbimõõduga 100—600 mm ja tootlikkusega kuni 300 tonni/t.

Tigukonveieri tööorganiks on ühe või kahe keermega, vasak- või parempoolse käiguga tigu (joon. 125). Kõige enam rakendatud teod valmistatakse täisseinalistena terasplekist $\delta = 4$—6 mm stantsitud keermega. Peale täisseinaliste tigude leiavad kasutamist ka latist keeratud, labidakujulised ja erivormiga teod. Abrasiivsete materjalide transpordiks kasutatakse malmist valatud tigusid. Teo standardsed läbimõõdud on 100, 125, 150, 200, 250, 300, 400, 500 ja 600 mm.

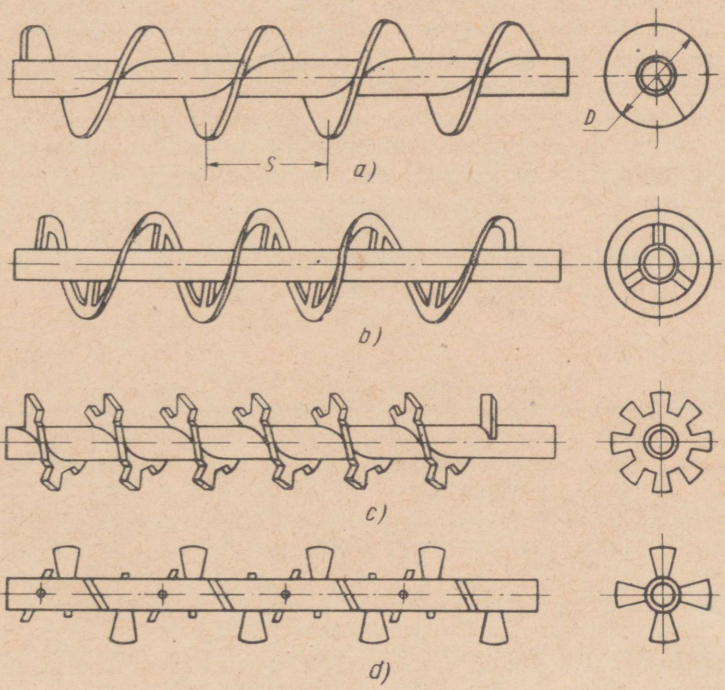
Tigukeermed kinnitatakse torukujulisele võllile, mis koosneb 2—4 m pikkustest sektsioonidest. Võll toetatakse otsmiste ja vahepealsete *3* (joon. 124) iseseaduvate, hästi tihendatud veere- või liugelaagritega. Otsmised laagrid kinnitatakse renni otsplaatide külge, vahepealsed laagrid aga renni kaane konstruktsiooni külge vahekaugustega 2,5—3 m. Kasutamist leiavad ka ujuvad teod. Tigukonveieri renn on terasplekist 3—8 mm valmistatud keeviskonstruktsioon ja koosneb 2—4 m pikkustest sektsioonidest. Renn võib olla silindrilise põhja ja tasapinnalise kaanega või torukujuline. Tigukeerme ja renni vaheline pilu on 6—10 mm. Tigukonveieri laadimist ja lossimist on praktiliselt võimalik teostada ükskõik missugusel kohal kogu renni pikkusel (joon. 126).

Horisontaalse tigukonveieri käitamine toimub elektrimootoriga reduktori ja kompenseeruva siduri kaudu (joon. 127, *a*); kaldtigukonveieril lisatakse veel kooniline reduktor (joon. 127, *b*). Tigukonveieri ajam paigutatakse tavaliselt lossimispoolsesse otsa. Pikkade ja raskelt koormatud tigukonveierite käitamine toimub kahe ajamiga, s. o. mõlemast otsast.

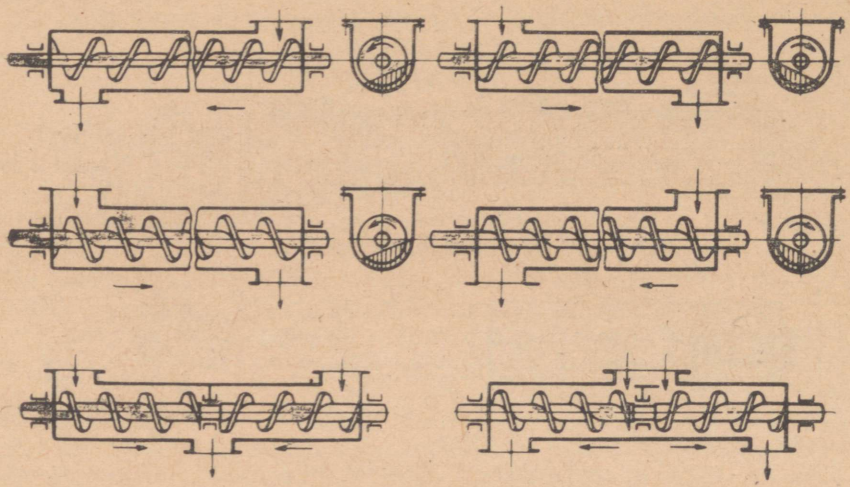
Tigukonveieri alavariantideks on transporteerivad torud, mis võivad olla nii sileda siseseinaga (joon. 128, *a*) kui ka siseseinale kinnitatud ribaterasest valmistatud spiraaliga (tigutoru, joon. 128, *b*). Transporteerivad torud toetuvad tugirullidele, mis võimaldavad nende pöörlemist ja asetamist horisontaalselt või väikese nurga all ($\beta = 3 \div 5°$). Tööolukorras pannakse toru pöörlema spetsiaalse ajami abil elektrimootoriga. Materjali laadimine ja lossimine toimub toru otstest. Transporteerivate torude tehniline karakteristika on toodud tabelis 60.



Joon. 124. Tigukonveier.



Joon. 125. Tigude tüübid:
a — täisseinalise keermega; *b* — latist keermega; *c* — erivormiga; *d* — labidatega.



Joon. 126. Materjali laadimise, liikumise ja lossimise skeem tigukonveieritel.

Tigukonveierite eeliseks on nende lihtne konstruktsioon, hermeetilisus, kergesti organiseeritav laadimine ja lossimine, võimalus kasutada konveierit tehnoloogilisteks operatsioonideks (kuivatamine, põletamine, segamine jt.).

Tigukonveieri puudusteks on suur energiakulu, teo ja renni suur kulumine, materjali peenestumine ja hõõrumine transpordil.

Tigukonveieri tootlikkuse arvutame valemiga (200):

$$Q = 3600 F v \gamma \text{ tonni/t.}$$

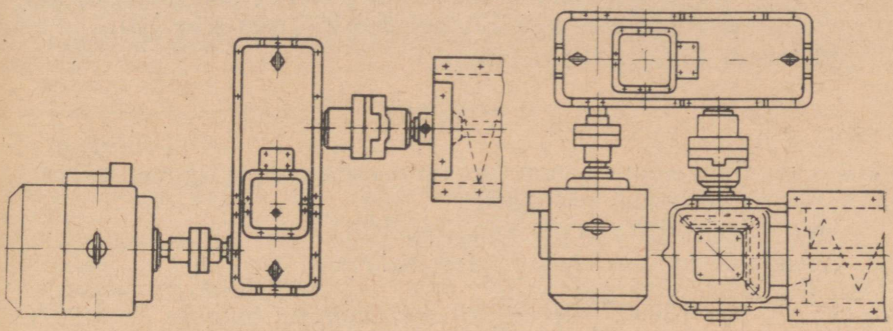
Rennis oleva materjali ristlõikepind

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \psi\varphi \text{ m}^2,$$

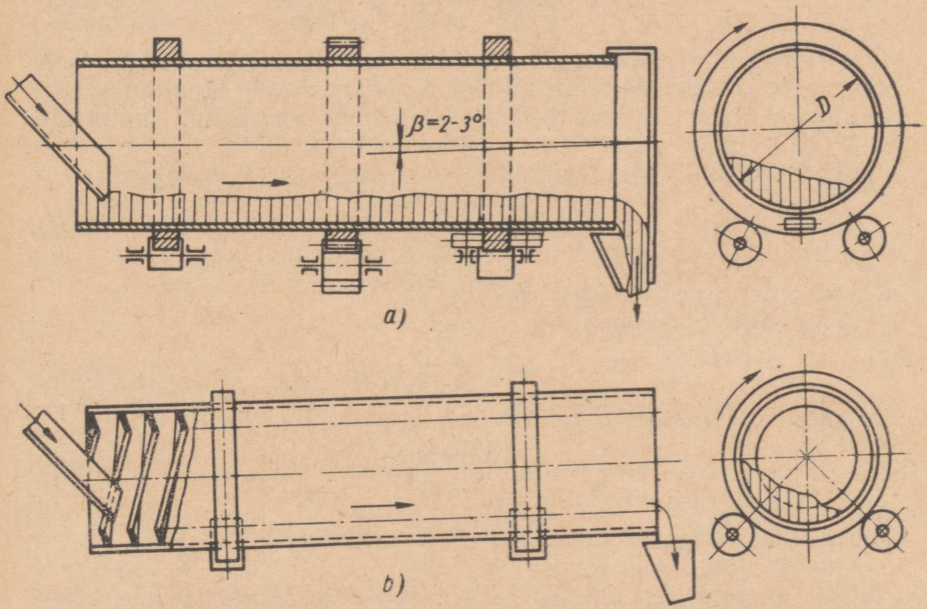
Tabel 60

Keermetatud transporteerivad torud

Toru läbimõõt mm	Keerme samm s mm	Toru pöörete arv min	Tootlikkus Q tonni/t	Täitetegur ψ	Toru pikkus m	Transporditav materjal
800	800	15	83	0,23	34,7	Sooda
1000	700	14	115	0,25	34,2	
1000	1000	20	207	0,22	108	
200	75	75	2,83	0,27	—	Tsement
300	120	60	8,5	0,28	—	
400	160	55	10	0,28	—	
500	200	40	25	0,26	—	
600	240	80	30	0,25	—	



Joon. 127. Tigukonveieri ajamid:
a — horisontaalsel konveieril; *b* — kaldkonveieril.



Joon. 128. Transporteerivad torud:
a — sileda sisepinnaga kaldtoru; *b* — horisontaalne, ribaterasest spiraaliga sisepinnal.

kus D on teo välisläbimõõt m;
ψ — renni täitetegur, tabel 61;
φ — renni kallet arvestav tegur (kui $\beta = 0°$, siis $\varphi = 1$; kui $\beta = 5°$, siis $\varphi = 0{,}9$; kui $\beta = 10°$, siis $\varphi = 0{,}8$; kui $\beta = 15°$, siis $\varphi = 0{,}7$; kui $\beta = 20°$, siis $\varphi = 0{,}6$).

Materjali liikumiskiirus rennis

$$v = \frac{sn}{60} \text{ m/s},$$

kus s on tigukeerme samm m (horisontaalsetel tigudel $s = D$, kaldtigudel $s = 0{,}8D$);
n — teo pöörete arv p/min (tabel 61).

Asendame lähtevalemis F ja v, saame

$$Q = 3600 \frac{\pi D^2}{4} \psi\varphi \frac{sn}{60} \gamma = 47 D^2 sn\gamma\psi\varphi \text{ tonni/t.} \qquad (297)$$

Antud tootlikkuse Q, teo pöörete arvu n ja teo sammu $s = D$ korral saame arvutada teo läbimõõdu

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{47n\gamma\psi\varphi}} = 0{,}28 \sqrt[3]{\frac{Q}{n\gamma\psi\varphi}} \text{ m.} \qquad (298)$$

Arvutatud teo läbimõõt ümardatakse lähimale standardsele suurusele ja kontrollitakse materjali tükisuurusele, kusjuures sorteerimata materjali korral $D \geqslant (6 \div 8)a$ ja sorteeritud materjalil $D \geqslant (10 \div 12)a_c$ mm.

Teo suurim lubatav pöörete arv määratakse valemiga

$$n_{maks} = \frac{A}{\sqrt{D}} \text{ p/min,} \qquad (299)$$

kus A on empiiriline tegur tabelist 61.

Tiguvõlli tõmbejõud

$$P = qLw10 = \frac{Q}{3{,}6v} Lw10 \text{ N} \qquad (300)$$

ja vajalik võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = k_N \frac{QLwv10}{3{,}6v\eta} = k_N \frac{2{,}78QLw}{\eta_m} \text{ W,} \qquad (301)$$

kus k_N on võimsuse varutegur, $k_N = 1{,}15$—$1{,}25$;
Q — tootlikkus tonni/t;
L — konveieri ulatus (laadimis- ja lossimispunktide vahekaugus) m;
w — materjali liikumistakistus (tabel 61);
η_m — ajami kasutegur, $\eta_m = 0{,}8$—$0{,}85$.

Kaldtigukonveieril kulub lisaks veel võimsust lasti tõstmiseks kaldnurgaga β määratud kõrgusele $H = L \sin \beta$:

Tabel 61

Tegurite ψ, A, w ja pöörete arvu n suurused olenevalt transporditavast materjalist

Puistelasti grupp	Lastide näiteid	Arvutustegurid			Soovitav n p/min
		φ	A	w	
Mitteabrasiivsed ja kerged	Teravili, jahu, saepuru, grafiit	0,4	65	1,2	190—100
Abrasiivsed ja kerged	Kips, kriit, söetolm, asbest, turvas, sooda	0,32	50	1,6	150—60
Väheabrasiivsed ja rasked	Keedusool, tükiline kivisüsi, kuiv savi	0,25	45	2,5	100—50
Abrasiivsed ja rasked	Tsement, tuhk, liiv, toores savi, purustatud maak, šlakk	0,125	30	4,0	70—30

$$N = k_N \left(\frac{2{,}78QLw}{\eta_m} \pm \frac{2{,}78QH}{\eta_m} \right) = k_N \frac{2{,}78QL}{\eta_m} (w \pm \sin\beta) \text{ W.} \quad (302)$$

Arvutatud võimsuse N järgi valime elektrimootori, määrame ülekandearvu ja valime reduktori.

Keermetatud transporteeriva toru tootlikkuse määrame valemiga (297).

Toru kriitiline (suurim) pöörete arv, mille juures lakkab materjali liikumine piki toru, on:

$$n_{maks} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D}} \text{ p/min;} \quad (303)$$

siin D on toru siseläbimõõt m.

Toru tegelik pöörete arv võetakse:

$$n = (0{,}5 \div 0{,}65)\, n_{maks} \text{ p/min.}$$

Elektrimootori orienteeriv võimsus

$$N = k_N \cdot \frac{3{,}33QLw}{\eta_m} \text{ W,} \quad (304)$$

kus $w = 6 \div 10$ on materjali liikumistakistuse katseliselt määratav tegur, mis oleneb toru konstruktsioonist ja ajamist.

Arvutusnäide. Arvutada kaldtigukonveier kuiva savi ($a = 50$ mm) transpordiks tootlikkusega $Q = 30$ tonni/t, kui $\beta = 10°$, $\gamma = 1{,}2$ tonni/m³, $L = 30$ m.

Valime tabelist 61 täiteteguri $\psi = 0{,}25$, liikumistakistuse teguri $w = 2{,}5$; teo pöörete arvu $n = 60$ p/min ja $\beta = 10°$-le vastava $\varphi = 0{,}8$.

Teo välisläbimõõt valemi (298) põhjal on:

$$D = 0{,}28 \sqrt[3]{\frac{Q}{n\gamma\psi\varphi}} = 0{,}28 \sqrt[3]{\frac{30}{60 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}8}} = 0{,}36 \text{ m.}$$

Valime standardse läbimõõdu $D = 400$ mm.

Teo läbimõõdu kontroll materjali tükisuurusele:

$$D \geqslant (6 \div 8)a = (6 \div 8)50 = 300 \div 400 \text{ mm}.$$

Teo maksimaalne pöörete arv, rakendades valemit (299), on:

$$n_{maks} = \frac{45}{\sqrt{D}} = \frac{45}{\sqrt{0{,}4}} = 71 \text{ p/min}.$$

Kuna $n < n_{maks}$, jätame pöörete arvuks $n = 60$ p/min.

Konveieri mootori võimsuse leiame valemiga (302):

$$N = k_N \frac{2{,}78QL}{\eta_m}(w + \sin\beta) = 1{,}2\,\frac{2{,}78 \cdot 30 \cdot 30}{0{,}8} \cdot (2{,}5 + 0{,}174) = 9850 \text{ W} = 9{,}85 \text{ kW}.$$

Tabelist lisas 32 valime asünkroonmootori A-71-8 võimsusega $N = 10$ kW, $n_m = 730$ p/min juures.

Ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n} = \frac{730}{60} = 12{,}17.$$

Tabelist lisas 33 valime reduktori ЦДШ-400 ülekandearvuga $i = 12{,}64$, ülekantava võimsusega 10,4 kW vedava võlli pöörete arvu 750 p/min juures.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

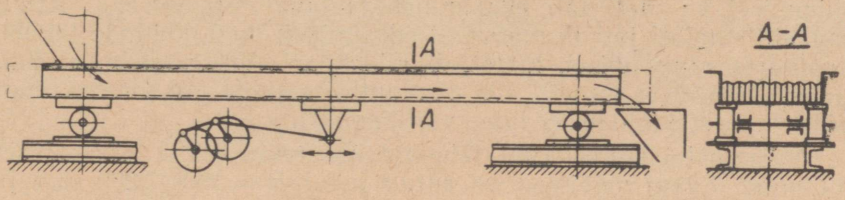
1. *Tigukonveieri ehitus ja kasutusala.*
2. *Teo keermete konstruktsioone.*
3. *Transporttorude konstruktsiooni iseärasusi.*
4. *Teostada keermetatud transporttoru arvutus.*

Võnkekonveierid

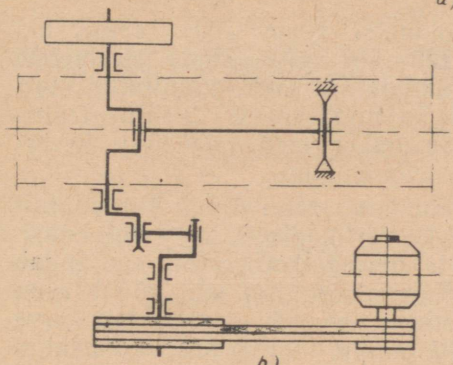
Võnkeliikumisega konveierid liigitatakse võnkesageduse järgi kahte gruppi: võnkekonveierid — võnkesagedusega kuni 500 võnget minutis, ja vibratsioonkonveierid — võnkesagedusega kuni 3000 võnget minutis.

Võnkekonveierite võnkeliikumine võib toimuda sirgjooneliselt edasi-tagasi, kusjuures materjali surve renni põhjale jääb muutumatuks. Sellise konveieri võnkesagedus on 50—100 võnget minutis võnkeamplituudiga 100—300 mm (joon. 129). Kasutatakse ka renni kõverjoonelise edasi-tagasi liikumisega võnkekonveiereid, kus materjali surve renni põhjale muutub võnkeperioodi vältel: siin rakendatakse suuremat võnkesagedust — 300—500 võnget minutis ja väiksemat võnkeamplituudi — 10—40 mm (joon. 130).

Sirgjoonelise edasi-tagasi liikumise korral renn libiseb juhtpindade vahel ja käitamine toimub vända ning kepsu abil. Väntmehhanismile omase muutliku kiiruse ning renni seina ja materjali vahelise hõõrdesidestuse tagajärjel toimub renni edasi-

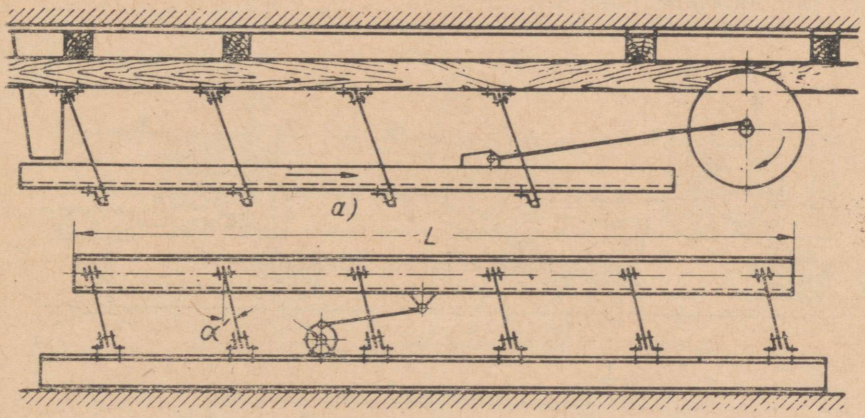


a)

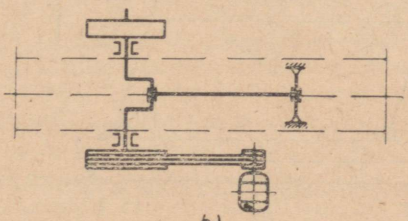


b)

Joon. 129. Sirgjoonelise liikumisega võnkekonveierid:
a — konveieri skeem; *b* — ajami skeem.



a)



b)

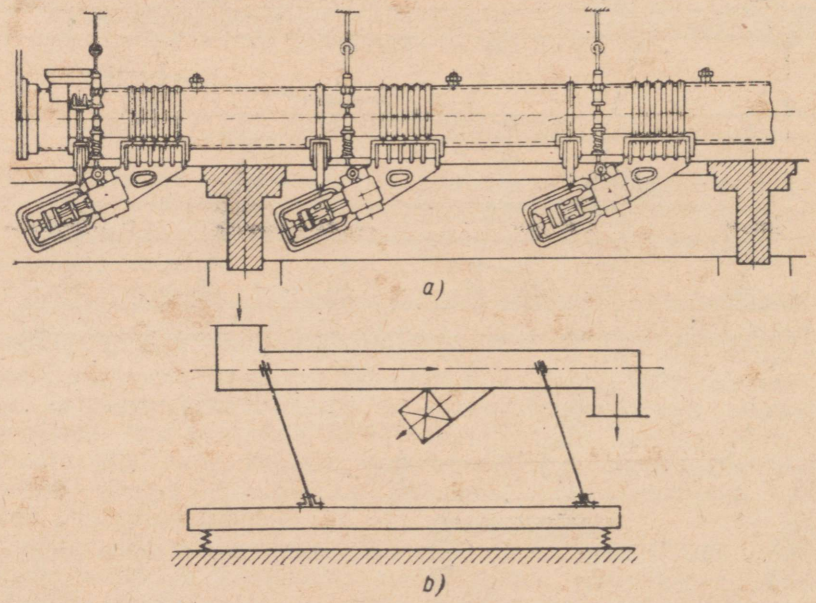
Joon. 130. Kõverjoonelise liikumisega võnkekonveierid:
a — rippuv; *b* — põrandale toetuv.

liikumisel ka materjali edasiminek teatava kiirendusega. Renni tagasiliikumisel jätkub materjali edasiminek inertsjõudude toimel, kusjuures renn libiseb materjali all tagasi. Kui oletada, et kihi paksus rennil ei muutu, siis ei muutu ka materjali surve renni põhjale, sest viimane ei liigu vertikaalselt.

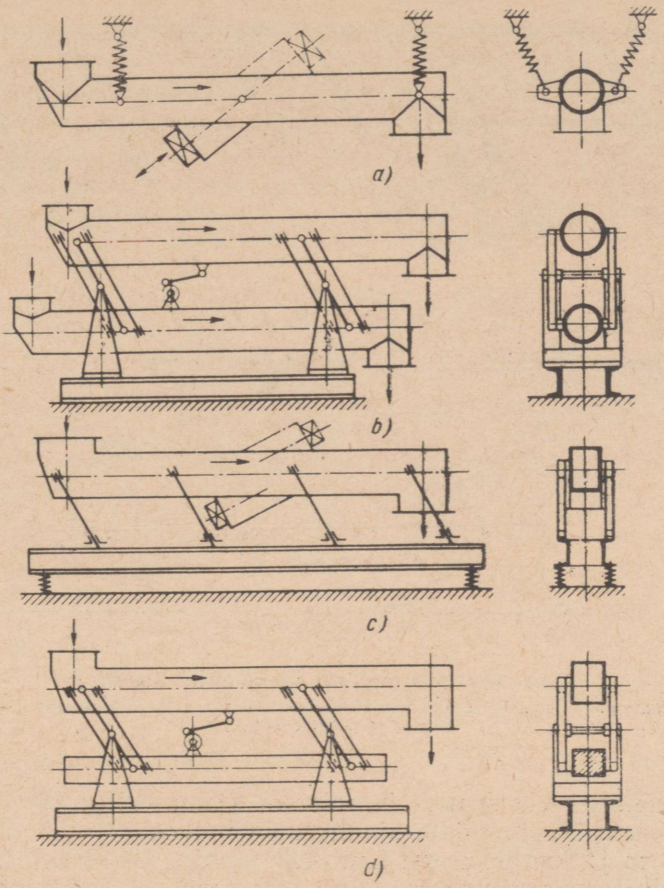
Niisugustel konveieritel täheldatakse renni põhja intensiivset kulumist. Renni mõõtmed on antud juhul $B = 200—1200$ mm ja $h = 80—200$ mm.

Renni kõverjoonelise võnkeliikumise (joon. 130) saame, kui toetame renni kaldu asetatud (20—30° vertikaalist) elastsetele tugedele, mis on ühendatud põrandale või lakke kinnitatud statsionaarse raamiga. On võimalik ka materjali vertikaalne transport, mille puhul renn moodustab ümber vertikaalse telje keeratud spiraali, millele antakse nurkvõnkumine.

Kuna kõverjoonelise võnkeliikumisega renn liigub kiirendatult üheaegselt nii horisontaalselt kui ka vertikaalselt, siis renni edasiliikumisel materjali inertsjõudude normaalkomponent suurendab materjali survet renni põhjale. Tagasiliikumisel aga püüab renn eemalduda materjalist ja koos sellega väheneb ka materjali surve renni põhjale. Sellise konveieri käitamine toimub kas väntmehhanismiga või ekstsentrikuga. Võnkekonveierite ulatus on 50 m piires ja tootlikkus kuni 400 tonni/t.



Joon. 131. Vibrokonveierid:
a — rippuv; *b* — põrandale toetuv.

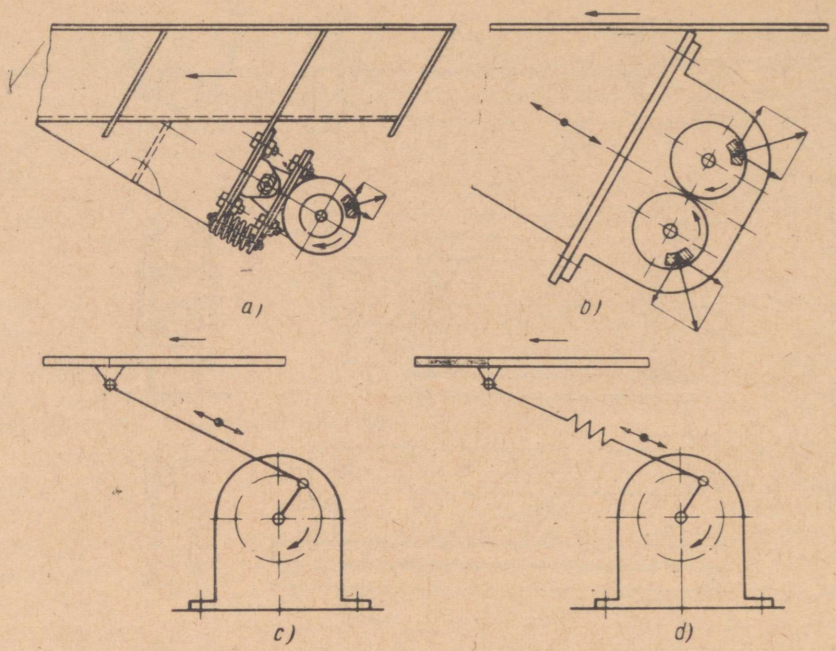


Joon. 132. Vibrokonveierite skeem:

a — ühe toruga, vedrutugedega, elektrivibraatoriga; *b* — kahe toruga, elastsete tugedega, ekstsentrikvibraatoriga; *c* — ühe toruga, elastsete tugedega, elektrivibraatoriga ja vastukaaluga; *d* — ühe toruga elastsete tugedega, ekstsentrikvibraatoriga ja vastukaaluga.

Joonistel 131 ja 132 toodud vibrokonveierid on suure võnkesagedusega ja väikse amplituudiga (0,5—15 mm piires).

Võnkeliikumine tekib elektromagnetite, ekstsentriliste või massvibraatorite kaasabil. Vibrokonveierite renniks on tavaliselt toru. Elektrivibraatorid kinnitatakse kas toru peale või selle alla 20—30° nurga all piki telge vahekaugustega 2—2,5 m. Vibraatorid kinnitatakse vedrutugedega. Vibrokonveierite toru läbimõõduks on tavaliselt D = 350, 500 ja 750 mm. Tootlikkus on vastavalt toru läbimõõdule 50, 75 ja 150 tonni/t. Rippuvate vibrokonveierite pikkus on kuni 8 m, põrandale toetuvatel — kuni 30 m.



Joon. 133. Mehaaniliste vibraatorite skeem:
a — ühe massiga; *b* — kahe massiga; *c* — ekstsentrikuga ja jäiga kepsuga; *d* — ekstsentrikuga ja elastse kepsuga.

Mehaanilisi ekstsentrikvibraatoreid (joon. 133, *c*, *d*) rakendatakse peamiselt põrandale kinnitatud vibrokonveieritel pikkusega 50—100 m ja tootlikkusega kuni 400 tonni/t. Võnkuvate masside tasakaalustamiseks valmistatakse kahetorulised vibrokonveierid (joon. 132, *b*). Antud juhul ühendatakse torud elastsete plaatidega ja raami külge kinnitatud võnkuvate liigendhoobadega. Võnkemehhanism ühendatakse torude vahele. Ühetoruliste vibrokonveierite tasakaalustamiseks kasutatakse vastukaalu (joon. 132, *d*).

Üksik- (joon. 133, *a*) ja kaksikmassiga (joon. 133, *b*) vibraatoreid kasutatakse nii rippuvate kui ka põrandale kinnitatud kuni 30 m pikkuste ühetoruliste vibrokonveierite käitamiseks. Massvibraatorite masside poolt tekitatud tsentrifugaaljõu piki toru telge suunatud komponendid põhjustavadki toru võnkumist.

Nii võnke- kui ka vibrokonveieri renni võib kujundada nii lahtisena kui ka kinnisena, ringi-, ruudu-, ristküliku-, trapetsi- ja poolringikujulise ristlõikega.

Võnke- ja vibrokonveiereid kasutatakse, tolmutaoliste puiste- ja tükiliste väiksemate üksiklastide transpordiks nii horisontaal-, kald- ($15 \div 20°$) kui ka vertikaalsuunas (spetsiaalsed, 3—8 m

pikkused torukonveierid spiraalse renniga toru sise- või välisküljel).

Võnke- ja vibrokonveierite tootlikkus määratakse valemiga

$$Q = 3600 F v \gamma \psi \text{ tonni/t},$$

kus F on renni ristlõikepind m²;
v — materjali liikumiskiirus rennis, võnkekonveieritel $v = 0{,}1—0{,}2$ m/s ja vibrokonveieritel 0,2—0,3 m/s;
γ — materjali puistemass tonni/m³;
ψ — renni täitetegur; torurenniga võnke- ja vibrokonveieritel $\psi = 0{,}5—0{,}6$ ning lahtistel ja ristkülikukujulise ristlõikega torurenniga vibrokonveieritel $\psi = 0{,}6—0{,}8$.

Sileda põhjaga rennidel on materjalikihi kõrgus pulbermaterjalidel 20—30 mm, väiksetükilisel materjalil 40—60 mm ja keskmise tükisuurusega materjalil 70 mm.

Võnkekonveieri väntmehhanismi pöörete arv ja materjali liikumiskiirus rennis määratakse valemitega:

$$n_{maks} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \alpha}} \text{ p/min} \qquad (305)$$

$$v = 0{,}23 n r f_d \operatorname{tg} \alpha \text{ m/s} \qquad (306)$$

kus r on vända raadius m;
α — elastsete tugede kaldenurk vertikaalist, $\alpha = 20—30°$;
f_d — liikuva materjali ja renni pinna vaheline hõõrdetegur.

Materjali liikumiskiirus vibrokonveieril määratakse empiirilise valemiga

$$v = (k_1 \pm k_2) \sin \beta r \omega \cos \alpha \sqrt{1 - \frac{1}{A^2}} \text{ m/s}, \qquad (307)$$

kus k_1 ja k_2 on empiirilised tegurid (tabel 62);
β — konveieri kaldenurk kraadides;
ω — ekstsentriku nurkkiirus n pöörde juures minutis;
α — elastsete tugede kaldenurk vertikaalist;
A — režiimitegur, mis määratakse valemiga $\frac{r\omega^2 \sin \alpha}{g \cos \beta} > 1$
g — vaba langemise kiirendus m/s².

Valemis (307) võetakse märk «+» languga konveieritel ja märk «—» tõusuga konveieritel.

Elektrimootori võimsuse leiame valemiga

$$N = k_N \frac{2{,}72 Q L}{\eta} (w + \sin \beta) \text{ W},$$

kus k_N on võimsuse varutegur, $k_N = 1{,}2—1{,}25$;
Q — tootlikkus tonni/t;
L — konveieri pikkus m;

η — ajami kasutegur, $\eta = 0{,}8—0{,}9$;
w — materjali liikumistakistuse tegur, $w = 6—10$;
β — konveieri kaldenurk (horisontaalist) kraadides.

Tabel 62

Tegurite k_1 ja k_2 väärtused

Lasti nimetus	Materjali-osakeste iseloomulik suurus mm	Empiirilised tegurid	
		k_1	k_2
Apatiidi kontsentraat	0,01—0,17	0,5	1,6
Saepuru	0,5—5	1,2	2,0
Kvartsliiv	0,2—1	0,9	1,5
Rauamaak	0,4—70	1,08	1,80
Püriit	0,1—7	1,0	3,7
Malmilaastud	0,5—10	0,96	1,2
Kivisüsi	0,2—10	0,95	0,75

Arvutusnäide. Arvutada võnkekonveier kuiva peene antratsiidi transpordiks tootlikkusega $Q = 120$ tonni/t, kui $v = 0{,}3$ m/s, $\gamma = 0{,}9$ tonni/m³, lahtise ristkülikukujulise ristlõikega renni täitetegur $\psi = 0{,}6$, konveieri pikkus $L = 16$ m, tugede kaldenurk $\alpha = 25°$, vända raadius $r = 20$ mm.

Renni ristlõikepinna arvutame konveieri tootlikkuse valemiga

$$F = \frac{Q}{3600 v \gamma \psi} = \frac{120}{3600 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6} = 0{,}206 \text{ m}^2.$$

Renni laius, kui kõrgus $h = 200$ mm:

$$B = \frac{F}{h} = \frac{0{,}206}{0{,}2} = 1{,}0 \text{ m} = 1000 \text{ mm}.$$

Kuna materjal on peeneteraline, siis renni laiust pole tarvis tükisuuruse suhtes kontrollida.

Vända suurim lubatav pöörete arv (valem 305)

$$n_{maks} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \operatorname{tg} \alpha}} = 3 = \sqrt{\frac{1}{0{,}02 \cdot 0{,}466}} = 310 \text{ p/min}.$$

Vända tegeliku pöörete arvu määrame valemiga (306), kui hõõrdetegur liikuval materjalil $f_d = 0{,}7f = 0{,}7 \cdot 0{,}94 = 0{,}66$

$$n = \frac{v}{0{,}23 r f_d \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0{,}3}{0{,}23 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}66 \cdot 0{,}466} = 212 \text{ p/min}.$$

Elektrimootori võimsus

$$N = k_N \frac{2{,}72 Q L w}{\eta} = 1{,}2 \frac{2{,}72 \cdot 120 \cdot 16 \cdot 7}{0{,}8} = 54800 \text{ W} = 54{,}8 \text{ kW}.$$

Tabelist lisas 32 valime elektrimootori AO 94-8 võimsusega $N = 55$ kW ja $n_m = 735$ p/min.

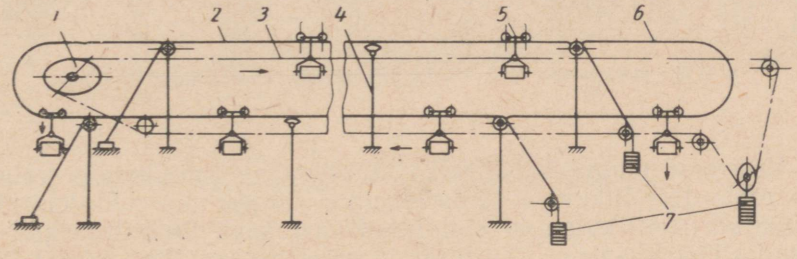
Kiilrihmajami ülekandearv

$$i_k = \frac{n_m}{n} = \frac{735}{212} = 3{,}46.$$

1. *Võnkekonveierite klassifikatsioon.*
2. *Vibraatorite konstruktsioone.*
3. *Konveierite võnkuvate masside tasakaalustamine.*
4. *Arvutada ümmarguse renniga võnkekonveier.*

Rippuvad trossteed

Puiste- ja tükiliste materjalide transportimisel rasketel maastikel, üle veetakistuste, suurtele kaugustele ja kõrgusele leiavad laialdast kasutamist rippuvad trossteed. NSV Liidus rakendatud trossteede hulgas, mis töötavad mäestikutingimustes, on tee pikkusega 17,5 km. Tähendatud trossteel on mitme sildeava pikkuseks 400 m. Selle trosstee tootlikkus on 130 tonni/t. Ühel üle



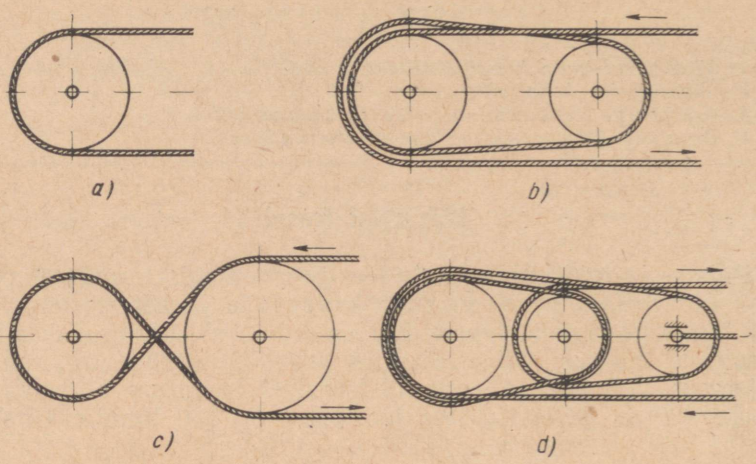
Joon. 134. Trosstee skeem.

Volga ehitatud trossteel on sildeava 830 m ja 130 m kõrgused kaldamastid. Sildeava igale 100 meetrile on tross-süsteemi abil riputatud metallist tugiraamid kandetrossidele ja ohutusvõrkudele. Teine trosstee on ehitatud kahe sildeavaga, millest kumbki on 530 m pikkune, kusjuures keskmine tugimast toetub spetsiaalsele alusele jõe keskel ja on kõrgusega 66 m. Kaukaasia mäestikus töötab trosstee pikkusega 4,5 km, tõustes 1,5 km kõrgusele, tema mastide kõrguseks on 45 m. Suurimaks tõusunurgaks vagonettide liikumisel on seni ehitatud trossteedel 68°. Trossteede tootlikkus ulatub kuni 200 tonni/t.

Rippuv trosstee (joon. 134) koosneb ajamist *1*, pingutusseadmest *7*, veotrossist *3*, kandetrossidest *2*, vagonettidest *5*, tugimastidest *4*, laadimis- ja lossimisjaamadest ning roobaspöörmetest *6*.

Trosstee ajam (joon. 135) koosneb elektrimootorist, reduktorist, lahtisest hammasajamist ja trossiratastest maksimaalse ringjõuga $P = 5 \cdot 10^4$ N. Ajamid on varustatud töö- ja avariipidurseadmetega.

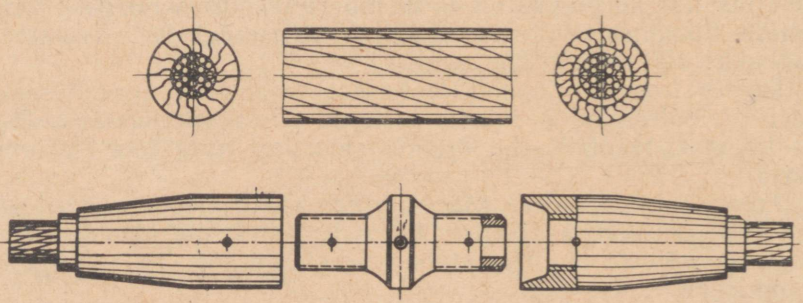
Trosside vajalik pingutus saavutatakse vastukaaluga töötavate pingutusseadmetega eraldi kande- ja veotrossile.



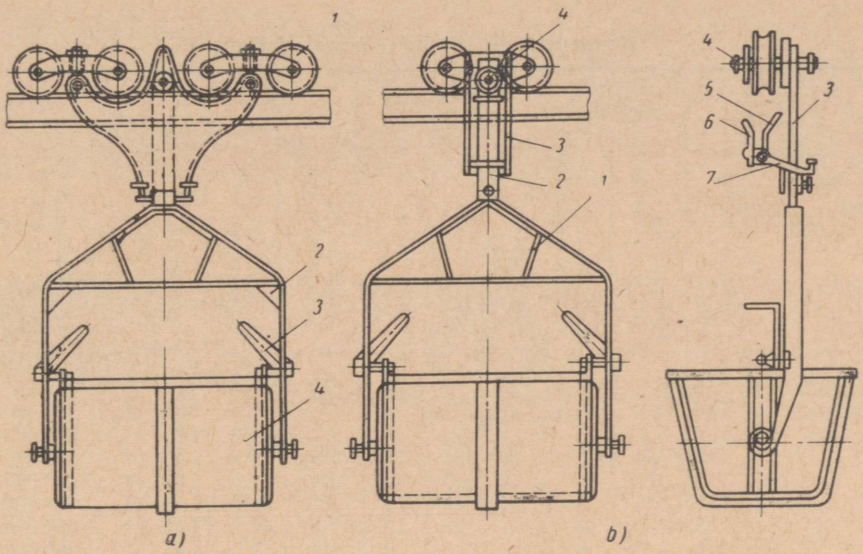
Joon. 135. Trosstee ajam:
a — ühe plokirattaga; *b*, *c* — kahe plokirattaga; *d* — kolme plokirattaga.

Veotrossi pingutusplokiratas kinnitatakse juhtpindade vahele või roobasteel liikuvale vankrile, mille küljest üle juhtplokiratta suunatud trossi külge on kinnitatud vastukaal. Pingutusseade on tavaliselt mehhanismi läheduses. Kandetross on ühest otsast kinnitatud ankru külge, teisest otsast aga erilise muhvi kaudu ühendatud trossiga, millele kinnitatakse vastukaal. Trosstee veoelemendiks on kombineeritud, joonkontaktiga terastross traadi materjali tõmbetugevusega $180 \cdot 10^7$ N/m². Vagonette kandvaks elemendiks on erilise konstruktsiooniga siledapinnalised (kinnise konstruktsiooniga) terastrossid (joon. 136) läbimõõduga 30,5—70 mm. Kandetrossi otsad ühendatakse spetsiaalsete muhvidega. Kandetrosside tehniline karakteristika on toodud tabelis 63.

Vedava ja kandva trossiga varustatud trossteed nimetatakse



Joon. 136. Kinnise konstruktsiooniga kandetross ja selle ühendusmuhv.



Joon. 137. Trosstee vagonetid:
a — nelja rattaga; *b* — kahe rattaga ja trossilukuga.

kahetrossiliseks. Ringtüüpi kahetrossilised trossteed on kõige rohkem levinud, sest nad on suure tootlikkusega. Kasutatakse ka ühetrossilist trossteed, kus nii veo- kui ka kandetrossi ülesannet täidab üks tavalise konstruktsiooniga tross.

Trossteedel transporditav last on paigutatud kahe või nelja rattaga vagonetti (joon. 137). Kahe rattaga vagoneti maht on 0,3—0,1 m³ ja kasulik kandevõime 10 kN. Nelja rattaga vagonetid on mahuga 0,5—1,25 m³ ja kandevõimega kuni 20 kN. Vagonettide maksimaalne maht on 4,8 m³ ja kandevõime 76 kN.

Vagoneti käiguosa profileeritud põiaga rattad toetuvad kandetrossile. Käiguosa külge on kinnitatud raam *2* (joon. 137, *a*) kopaga *4*. Vagoneti kopa tühjendamine toimub kas ümberkallutamisega, põhja või külgseinte (külgseina) avamisega. Tööolukorras on vagonett tõkestatud hoobadega *3*. Hoobade kallutamisega vastavate mehhanismide abil kaldub kopp ümber pikitelje, mis on 20—25 mm allpool raskuskeset. Vagoneti kopa tagasipöördumine normaalasendisse toimub kas käsitsi või vastukaalu abil. Vagonett kinnitatakse veotrossi külge kruvi või vastukaalu abil töötava lukuga.

Vastukaalu abil töötav lukk (joon. 137, *b*) koosneb kahest poolest — liikumatust *5* ja liikuvast *6*, millel on hoob *7*. Liikuv lukupool on liigendi abil ühendatud vagoneti raamiga *3*, hoob *7* aga on seostatud vardaga *2*. Varda ülemises otsas on võllil *4*

Tabel 63

Kandetrosside tehniline karakteristika

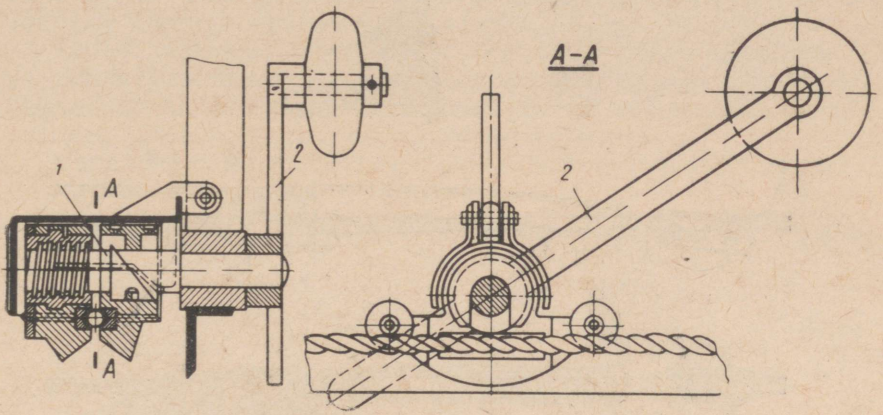
Trossi konstruktsioon	Trossi läbimõõt mm	Traadi mõõtmed mm		Traatide arv tk			Traatide ristlõike pindala mm²	Jooksva meetri mass kg/m	Traadimaterjali tõmbetugevus N/m²	Traatide summaarne katketugevus N
		ringikujulise ristlõikega traadil	profileeritud ristlõikega traadil	ringikujulise ristlõikega	profileeritud ristlõikega	kiilukujulise ristlõikega				
GOST 3090-55	30,5	4,1	5,0	19	19	—	596	5,0	120 · 10	715 000
	32,0	4,4	5,0	19	20	—	660	5,6	120 · 10	790 000
	34,0	3,4	5	37	21	—	730	6,3	120 · 10	875 000
	35,5	3,6	5	37	22	—	796	7,0	120 · 10	955 000
	38,5	3,3	6	19	18	17	1000	8,5	140 · 10	1 400 000
	40,5	3,9	6	19	19	18	1135	9,6	140 · 10	1 589 000
	42,5	4,1	6	19	20	19	1210	10,3	140 · 10	1 694 000
	45,0	4,6	6	19	21	20	1356	11,5	140 · 10	1 898 000
	47,0	3,55	6	37	22	22	1460	12,5	140 · 10	2 044 000

kaks abirulli. Varda *2* alumise otsa külge on kinnitatud vagoneti raam *1*.

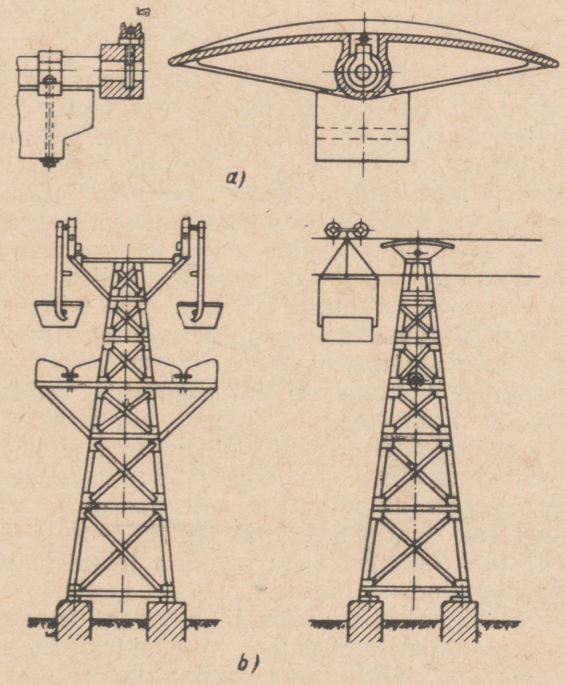
Vagoneti liikumisel kandetrossil mõjub kogu kopa ja raami raskusjõud (ka lasti raskus, kui kopp on laaditud) vardale *2*, hoob *7* pöördub kellaosuti liikumise suunas ja surub veotrossi vastu liikumatut lukupoolt. Surve tagajärjel tekkinud hõõrdejõud trossi ja luku vahel võimaldab vagoneti liikumist kiirusega, mis on määratud veotrossi liikumise kiirusega. Lossimis- ja laadimisjaamas veerevad rullid *4* spetsiaalsetele roobastele, kusjuures vagoneti käiguosa rattad jäävad endiselt toetuma kandetrossile. Rullide *4* veeremisel vastavatele roobastele tõstetakse võll koos vardaga *2* ülespoole, hoob *7* pöördub vastu kellaosuti liikumise suunda ja tross vabastatakse lukupoolte haardest.

Kruviga lukustusmehhanismi (joon. 138) põhielemendiks on polt *1*, millel on kaks erineva sammuga ja suunaga keeret — suure sammuga parempoolne ja väikse sammuga vasakpoolne keere. Poldi vabasse otsa on kinnitatud vabalt pöörleva vastukaaluga hoob *2*. Vastukaalu veeremisel vastavale juhtpinnale pöördub hoob *2* ja tross vabaneb lukupoolte haardest. Kruvimehhanismiga lukk on kinnitatud kopa raami külge.

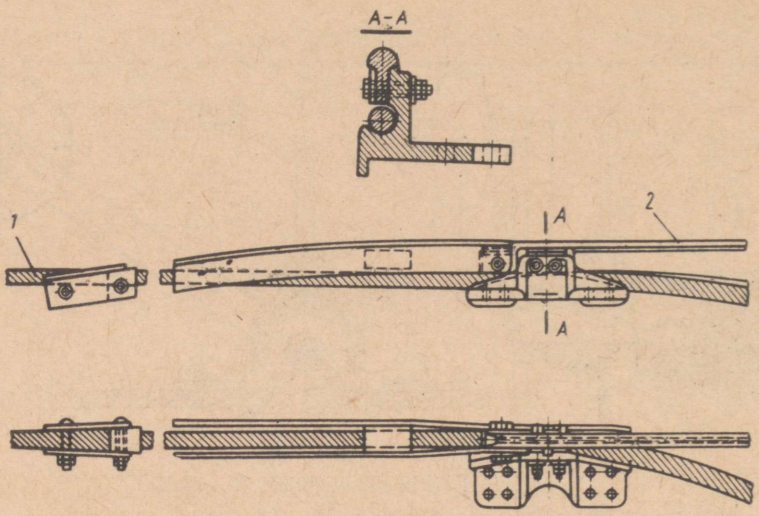
Trosstee tugimastid (joon. 139), laadimis- ja lossimisjaam kujundatakse tavaliselt keevitatud metallkonstruktsioonina, harvem ka betoonist ja puidust. Olenevalt maapinna reljeefist valitakse mastide joonkaugus (samm) 100—300 m ja mastide kõrgus 10—12 m, välja arvatud varem toodud erijuhud. Tross-



Joon. 138. Kruvimehhanismiga trossilukk.



Joon. 139. Trosstee kandemastid:
a — trossipakk; *b* — masti üldvaade.



Joon. 140. Suundpakk.

teede kandetrosside normaliseeritud vahekaugus on 3 m. Vagonettide intervall on 50—150 m. Kandetross toetub mastikonsoolidel vastavatele šarniirselt kinnitatud pakkudele, veotross aga profileeritud põiaga rullidele, mis asuvad pakust 1—1,25 m allpool. Vagoneti möödumisel mastist on veotross rullilt eemaldatud ja langeb vagoneti eemaldumisel uuesti pesasse tagasi.

Vagonettide laadimine toimub punkrist vastavate toiteseadmetega ja sulguritega, mis käitatakse elektrilise või pneumaatilise ajamiga. Vagoneti lossimine toimub, nagu varem tähendatud, vagoneti ümberkallutamisega ja põhja või külgede avamisega. Laadimis- ja lossimisjaamades liigub vagonett jäigale roobastest haruteele. Nendesse kohtadesse on paigutatud kandetrossi juhtpakud ja rippuv roobastee. Juhtpakult suunatakse kandetross roobastee alla ja vagonett liigub kandetrossilt rippuvale roopale *2* ning sealt edasi haruteele. Kandetrossilt roobasteele üleminekul vabastatakse veotross automaatselt lukustusest ja vagonett toimetatakse haruteele laadimiseks või lossimiseks ja edasi teisele kandetrossi harule. Selliseid kahe trossiga trossteid iseloomustab vagoneti ringliikumine.

Vagonettide liikumiskiirus ringliikumisega trossteel vagonettide automaatse juhtimiseta ümber veoplokirataste ulatub kuni 3,15 m/s, automaatse juhtimisega ümber plokirataste veotrossist lahtihaakimiseta aga kuni 1,75 m/s.

Ringliikumisega trossteede kõrval leiavad kasutamist ka pendelliikumisega trossteed, kus vagonettide liikumine trosstee lõpp-

punktide vahel toimub reverseeritavalt. Niisuguseid trossteid kasutatakse mäetööstuses aherainete transpordil, samuti aga ka inimeste veoks ja sportlikel ülesannetel.

Erilist tähelepanu pööratakse trossteede mehhaniseerimisele ja automatiseerimisele, üleminekule trosstee osalisest automatiseerimisest täielikule automatiseerimisele ja trossteede tsentraliseeritud juhtimisele keskses dispetšerteenistusest.

Vagonettide ringliikumisega kahetrossilise trosstee tootlikkus on:

$$Q = 3{,}6qv = 3{,}6\,\frac{G \cdot 1000}{a}\,v = 3600\,\frac{G}{a}\,v \text{ tonni/t} \qquad (308)$$

Vagoneti kandejõud

$$G = \frac{Qag}{3600v} \text{ kN}, \qquad (309)$$

kus Q on trosstee tootlikkus tonni/t;
a — vagonettide intervall m;
v — vagonettide liikumiskiirus m/s;
g — keha vabalangemise kiirendus m/s².

Trossteel olevate vagonettide arv

$$n_r = (1{,}15 \div 1{,}2)\,\frac{2L}{a}, \qquad (310)$$

kus L on trosstee üldine pikkus m;
a — vagonettide intervall m;
$(1{,}15 \div 1{,}2)$ — vagonettide varutegur;

Ühe tunni vältel teele saadetud vagonettide arv

$$n_t = \frac{Q}{G} = \frac{3600Gv}{aG} = 3600\,\frac{v}{a} \text{ vagonetti/t}. \qquad (311)$$

Vagonettide ajaline intervall

$$t = \frac{3600}{n_t} = \frac{3600}{3600\,\frac{v}{a}} = \frac{a}{v} \text{ s}. \qquad (312)$$

Praktikas $t = 30 \div 50$ s.

Ööpäeva kestel teatud arvu töötundide vältel teele saadetud vagonettide arv

$$n_c = n_t t_c = 3600\,\frac{v}{a}\,t_c. \qquad (313)$$

Ööpäeva kestel kandetrossil liikuvate vagonetirataste arv, kui ühe vagoneti rataste arv on z_1:

$$z = n_c z_1.$$

Vagoneti ühe ratta koormus

$$G_1 = 1{,}1\,(G_0 \cos\beta + q_T + a)\,\frac{1}{z_1} \text{ kg}, \qquad (314)$$

kus G_0 on laaditud vagoneti mass kg;
β — tee tõus kraadides;
q_T — veotrossi jooksva meetri mass, $q_T = 1{,}0—2{,}0$ kg/m;
a — vagonettide intervall m;
z_1 — vagoneti sõiduraataste arv.

Kandetrossi koormatud haru maksimaalse arvutusliku pinguse arvutame empiirilise valemiga

$$S_a = 0{,}78 G_1 k \sqrt{z} \cdot 10 \text{ N}, \tag{315}$$

kus k on kandetrossi varutegur, arvestamata hõõrdumist kandepakkudel, $k = 3{,}5—3{,}75$.

Maksimaalse arvutatud pinguse järgi valime tabelist 63 kinnise konstruktsiooniga trossi.

Kandetrossile lubatav tööpingus

$$S_p = \frac{0{,}9 S_a}{k'} \text{ N}, \tag{316}$$

kus $k' = 3$ on kandetrossi varutegur, arvestades ka hõõrdumist kandepakkudel.

Tegelikult on kandetrossi koormatud haru lubatav pingus võrdne

$$S_p = 10(G_w + q_k H) + F_f \text{ N},$$

kus G_w on kandetrossi vastukaalu mass kg;
q_k — kandetrossi jooksva meetri mass kg/m, (tabel 63);
H — trosstee tõusukõrgus m;
F_f — kandetrossi ja pakkude vaheline hõõrdejõud N,

$$F_f = \left(\frac{G_0}{a} + q_T + q_k\right) L_h f \cdot 10 \text{ N}. \tag{317}$$

Asendades F_f, saame:

$$S_p = 10 \left[G_w + q_k H + \left(\frac{G_0}{a} + q_T q_k\right) L_h f\right. \text{ N}, \tag{318}$$

kus L_h on trosstee pikkus horisontaalpinnas m;
f — kandetrossi ja pakkude vaheline hõõrdetegur, kinnise konstruktsiooniga trossidel $f = 0{,}15$ ja lahtise konstruktsiooniga trossidel $f = 0{,}18$.

Kandetrossi vastukaalu vajalik mass

$$G_w = 0{,}1 S_p - q_k H - 0{,}1 \left(\frac{G_0}{a} + q_T + q_k\right) L_h f \text{ kg}. \tag{319}$$

Kandetrossi normaalseks pingutamiseks on vajalik, et

$$G_w \geqslant 0{,}03 F_f \text{ kg}.$$

Nagu varem oli tähendatud, on veotrossi vedava ratta ringjõud $P = 5 \cdot 10^4$ N.

Veotrossi pealejooksva haru pinguse arvutame valemiga (203):

$$S_{pT} = P \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \text{ N},$$

kus e on naturaallogaritmi alus;

f — trossi ja plokiratta vaheline hõõrdetegur; vooderdamata soonega plokiratastel $f = 0{,}08$, puidust või plastmassist voodriga plokiratastel $f = 0{,}16$;

α — trossi haardenurk plokirattaga kraadides.

Veotrossi koormatud haru suurim arvutuslik pingus, kui varutegur $k_T = 6$, on:

$$S_a = k_T S_{pT} \text{ N}.$$

Arvutatud pinguse S_a järgi valime tabelist lisas 1 sobiva konstruktsiooniga trossi. Veotrossi vedava plokiratta läbimõõt sõltub trossi läbimõõdust ja valitakse $D_T \geqslant 70 d_{tr}$ mm.

Veotrossi ajami mootori võimsus

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} \text{ W}.$$

Arvutatud võimsuse järgi valime mootori, määrame ülekandearvu ja kujundame mehaanilise ülekande reduktorist ja lahtisest hammasajamist.

Arvutusnäide. Arvutada kahe trossiga, vagonettide ringliikumisega trosstee maagi transpordiks, tootlikkusega $Q = 180$ tonni/t, kui vagonettide liikumise kiirus $v = 2{,}8$ m/s, nelja rattaga vagoneti mass $G_v = 700$ kg, vagonettide intervall $a = 100$ m, tööaeg ööpäevas $t_c = 20$ t, trosstee pikkus $L = 4500$ m, tõusukõrgus $H = 1500$ m, maagi puistemass $\gamma = 2$ tonni/m³.

Trosstee keskmine tõus

$$\sin \beta = \frac{H}{L} = \frac{1500}{4500} = 0{,}333; \quad \beta = 19°30'.$$

Trosstee pikkus horisontaalpinnas

$$L_h = L \cos \beta = 4500 \cdot 0{,}943 = 4240 \text{ m}.$$

Leiame vagoneti kandevõime valemiga (309):

$$G = \frac{Qa}{3600v} = \frac{180 \cdot 100 \cdot 10}{3600 \cdot 2{,}8} = 18 \text{ kN}.$$

Vagoneti maht täiteteguri $\varphi = 0{,}9$ juures

$$V = \frac{G}{\gamma \varphi} = \frac{18}{2 \cdot 0{,}9 \cdot 10} = 1 \text{ m}^3.$$

Vagonettide arv varuga 20% (valem 310):

$$n_n = 1{,}2 \frac{2L}{a} = 1{,}2 \frac{2 \cdot 4500}{100} = 108.$$

Ühe tunni vältel teele saadetud vagonettide arv (valem 311)

$$n_t = \frac{Q}{G} = \frac{180}{1{,}8} = 100 \text{ vagonetti/t.}$$

Vagonettide ajaline intervall (valem 312)

$$t = \frac{3600}{n_t} = \frac{3600}{100} = 36 \text{ s.}$$

Tööaja vältel teele saadetud vagonettide arv (valem 313)

$$n_c = n_t t_c = 100 \cdot 20 = 2000 \text{ vagonetti}$$

ja sama aja vältel kandetrossil liikunud rataste arv

$$z = n_c z_1 = 2000 \cdot 4 = 8000 \text{ ratast.}$$

Vagoneti ühe ratta koormus, kui $q_T = 1{,}7$ kg/m, (valem 314):

$$G_1 = 1{,}1 (G_0 \cos \beta + q_T a) \frac{1}{z_1} = 1{,}1 (2500 \cdot 0{,}943 + 1{,}7 \cdot 100) \frac{1}{4} = 700 \text{ kg.}$$

Kandetrossi maksimaalne arvutuslik pingus, kui $k = 3{,}75$ (valem 315):

$$S_a = 0{,}78 k_1 \sqrt{z} \cdot 10 = 0{,}78 \cdot 3{,}75 \sqrt{8000} \cdot 10 = 1\,830\,000 \text{ N.}$$

Tabelist 63 valime kinnise trossi (GOST 7675-55) läbimõõduga $d_{tr} = 45$ mm, mille jooksva meetri mass $q_k = 11{,}5$ kg/m, traadi tõmbetugevus $\sigma_t = 140 \cdot 10^7$ N/m², traatide summaarne katkejõud $S_T = 1\,898\,000$ N.

Kandetrosside lubatav tööpingus, kui $k' = 3$ (valem 316):

$$S_p = \frac{0{,}9 S_a}{k'} = \frac{0{,}9 \cdot 1\,830\,000}{3} = 549\,000 \text{ N.}$$

Kandetrossi ja pakkude vaheline hõõrdejõud, kui $f = 0{,}15$ (valem 317):

$$F_f = 10 \left(\frac{G_0}{a} + q_T + q_k \right) L_h f = 10 \left(\frac{2500}{100} + 1{,}7 + 11{,}5 \right) 4240 \cdot 0{,}15 = 243\,000 \text{ N.}$$

Kandetrossi vastukaalu mass (valem 319)

$$G_w = 0{,}1 S_p - q_k H - 0{,}1 F_f = 0{,}1 \cdot 549\,000 - 11{,}5 \cdot 1500 - \\ - 0{,}1 \cdot 243\,000 = 13\,350 \text{ kg;}$$

$$G_w = 13\,350 > 0{,}03 F_f = 0{,}03 \cdot 243\,000 = 7290 \text{ kg.}$$

Valime veotrossi vedava plokiratta ringjõu $P = 45000$ N, haardenurga $\alpha = 480°$, hõõrdeteguri $f = 0{,}16$, tabelist 44 $e^{f\alpha} = 3{,}87$.

Veotrossi pealejooksva haru pingus (valem 203)

$$S_{pT} = P \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = 45\,000 \frac{3{,}87}{3{,}87 - 1} = 60600 \text{ N.}$$

Veotrossi arvutuslik pingus, kui $k_T = 6$:

$$S_a = k_T S_{pT} = 6 \cdot 60600 = 363\,000 \text{ N.}$$

Tabelist lisas 1 valime trossi ЛК-3, $6 \times 25 + 1$ (GOST 7665-55), trossi läbimõõt $d_{tr} = 26{,}5$ mm, jooksva meetri mass $q_T = 2{,}56$ kg/m, traadi tõmbetugevus $\sigma_t = 160 \cdot 10^7$ N/m², trossi katketugevus 370 500 N.

Trossi vedava plokiratta läbimõõt

$$D_T \geqslant 70 d_{tr} = 70 \cdot 26{,}5 = 1855 \text{ mm};$$

valime $D_T = 2000$ mm $= 2$ m.

Mootori võimsus, kui $k_N = 1{,}15$ ja $\eta_m = 0{,}75$,

$$N = k_N \frac{Pv}{\eta_m} = 1{,}15 \frac{45\,000 \cdot 2{,}8}{0{,}75} = 193\,000 \text{ W} = 193 \text{ kW}.$$

Valime kaks elektrimootorit AO 92-4 võimsusega $N = 100$ kW ja pöörete arvuga $n_m = 1470$ p/min.

Trossi vedava plokiratta pöörete arv

$$n_T = \frac{60v}{\pi D_T} = \frac{60 \cdot 2{,}8}{\pi 2} = 26{,}7 \text{ p/min}.$$

Ajami ülekandearv

$$i = \frac{n_m}{n_T} = \frac{1470}{26{,}7} = 55{,}1.$$

Valime tabelist lisas 33 kummalegi elektrimootorile reduktori ЦДШ-650 ülekandearvuga $i_r = 10{,}35$ ülekantava võimsusega 102 kW vedava võlli pööretel 1500 p/min. Lahtise hammasajami ülekandearvuks saame

$$i_1 = \frac{55{,}1}{10{,}35} = 5{,}31$$

Kokkuvõttes tuleb tähendada, et vaadeldud pideva tööviisiga transportseadmed ei haara kaugeltki tegelikult olemasolevat konstruktsioonide valdkonda. Meie maa tööstusettevõtetes leiavad kasutamist ka teist liiki konveierid, nagu rippuvad, tõuke-, lasti vedavad, sammuvad, vanker-, rullkonveierid jt. Projekteerimisorganisatsioonid, teadusliku uurimise instituudid ja kõrgemate tehniliste õppeasutuste kateedrid uurivad uusi, suurema täpsusega arvutusmeetodeid, töötavad välja täiesti automatiseeritud töökindlaid ja kõrge tootlikkusega transportseadmeid, luues seejuures teenindamispersonalile kõige soodsamad ja ohutumad töötamistingimused. Tõste- ja transportmasinate konstruktsioonide täiustamisele pakuvad hindamatut abi leiutajad ja ratsionalisaatorid. Pideva tööviisiga transportseadmete areng toimub tänapäeval järgmistes suundades:

1) lastide transportimine suurtele vahekaugustele ümberlaadimiseta alg- ja lõpp-punktide vahel pikkade lintkonveierite (kuni 3000 m) ja ühe- või mitmemootorilise ajamite süsteemiga linttrosskonveierite abil;

2) konveierite tootlikkuse suurendamine lindi jooksva pikkusühiku koormuse ja lasti liikumise kiiruse suurendamise arvel;

3) konveierite konstruktsioonide sõlmede ja detailide töökindluse ja ea suurendamine;

4) konveiserseadmete töö automatiseerimine.

1. *Rippuva trosstee üldine ehitus.*
2. *Ühe ja kahe trossiga trosstee konstruktsiooni ja tööprintsiibi erinevused.*
3. *Lukustusseadmete konstruktsioonid.*
4. *Trosside kande- ja suunamisseadmed.*
5. *Arvutada ühe trossiga trosstee.*
6. *Pideva tööviisiga transportseadmete arengusuunad.*

§ 10. PNEUMAATILISED JA HÜDRAULILISED TRANSPORTSEADMED

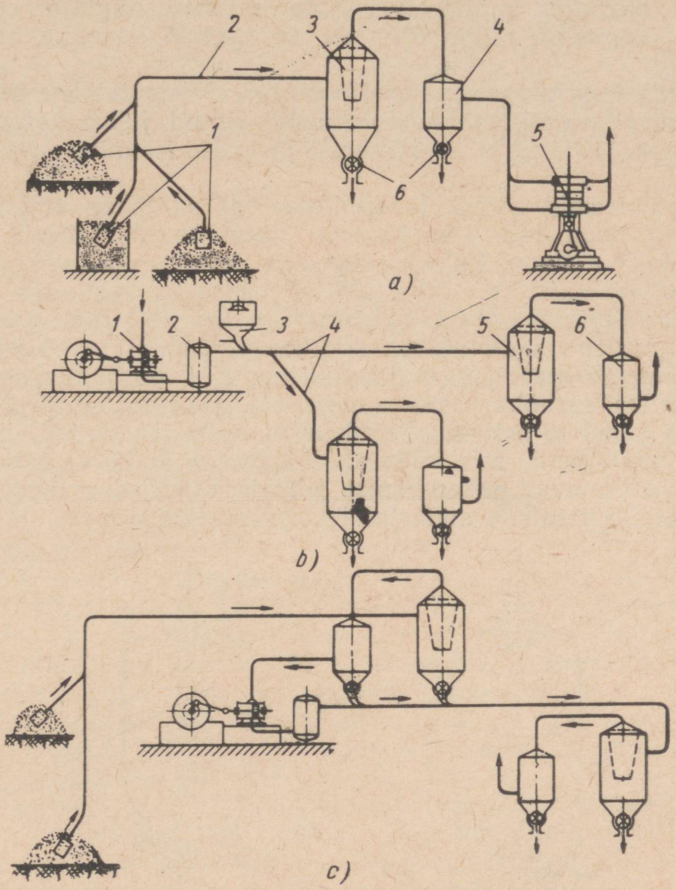
Pneumaatiliste transportseadmete (lühendatult PTS) töö põhimõte rajaneb puiste- ja teraliste lastide transportimise võimalusel õhuvoolus või õhu survel torustiku alg- ja lõpp-punktide vahel tekkiva erineva rõhu arvel.

Materjalide transportimist õhuvoolus (õigemini materjali ja õhu emulsioonina) rakendatakse tsementitööstuses, keemia-, valu- ja teistes tööstusharudes tolmutaoliste, pulber-, peenekiulise ja teralise materjali transportimiseks. Üksiklastide transportimine toimub õhusurve toimel. Antud juhul on transporditav last paigutatud kalibreeritud padrunisse, mis on varustatud tihendiga toru siseseina ja padruni vahelise pilu õhukadude vähendamiseks. Selliseid seadmeid rakendatakse edukalt posti-, telegraafi- ja pangaasutustes, raamatukogudes ja mujal. Rõhu erinevuse tekitamiseks torustiku alg- ja lõpp-punktide vahel kasutatakse õhu imemisel vaakuumpumpi ja surumisel kompressoreid.

PTS süsteemide eeliseks on torustiku hermeetilisus, kadude ja tolmu tekkimise vältimine, võimalus transportida laste keerukatel ja pikkadel trassidel, kõrge temperatuuriga (kuni 500° C) materjalide edasitoimetamise võimalus, suur tootlikkus ja transportoperatsioonide täieliku automatiseerimise võimalus. Materjalide transportimisel õhuemulsioonina on töötavate seadmete tootlikkus kuni 300 tonni/t transpordi ulatusega kuni 1800 m ja kõrgusega 50 m ja enam.

Olenevalt rõhkude vahe tekitamise viisidest PTS torustikes, mis töötavad materjali ja õhu emulsiooni transportimise põhimõttel, liigitame need imev-, suru- ja segasüsteemideks (joon. 141).

Imevsüsteemis tekitatakse vajalik hõrendus vaakuumpumbaga *5* (joon. 141, *a*). Atmosfäärirõhu tõttu imetakse materjal koos õhuga imevpea *1* kaudu torustikku *2* ja suunatakse selles tsüklonisse (lossimistsüklonisse) *3*. Tsüklonis sadeneb materjal õhu kiiruse järsu vähenemise tagajärjel anuma põhja ja eemaldatakse sealt pöörleva lüüssulguri *6* abil. Tsüklonist liigub materjalist vabanenud õhk õhufiltrisse *4* ja sealt pärast tolmust puhastamist



Joon. 141. Pneumaatiliste transportseadmete skeem:
a — imevsüsteemiga; *b* — survesüsteemiga; *c* — segasüsteemiga.

atmosfääri. Õhufiltrisse kogunenud tolm eemaldatakse samuti pöörleva lüüssulguri abil. Imevsüsteemides on rõhkude vahe 0,4—0,5 baari ja transpordi ulatus kuni 100 m. Imevsüsteem PTS võimaldab materjali laadimist mitmest punktist korraga, lossimist aga ühes punktis.

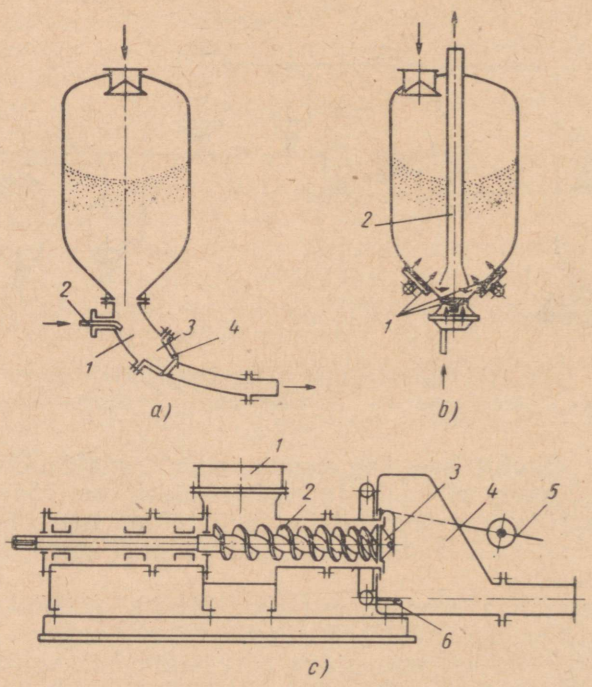
Surusüsteemiga seadmetes (joon. 141, *b*) tekitatakse vajalik algsurve kompressoriga *1*, arvestades surve langust torustikus kuni 5 baari. Niiskuse eraldajaga varustatud õhukogujast *2* suunatakse õhk torusse *4*, mille peal asub toiteseade *3* (kamber- või tigutoitja). Toiteseadmest antud materjal seguneb õhuga ja toimetatakse edasi tsüklonisse *5*, materjalist vabanenud õhk suunatakse aga filtri *6* kaudu atmosfääri. Surusüsteem võimaldab ühest

punktist etteantud materjali lossida mitmes punktis küllaltki suurtes kaugustes, mille tõttu see on leidnud suurema kasutusala.

Segasüsteemiga seadmetes (joon. 141, *c*) kasutatakse imevsüsteemi surusüsteemi etteandeseadmena. Antud juhul kasutatakse ära mõlema eeliseid, s. o. laadimist ja lossimist mitmest punktist korraga.

Surusüsteemiga PTS laadimiseks rakendatakse statsionaarseid tigu- (joon. 142, *c*) ja kamber- (joon. 142, *b*) toitjaid.

Tigutoitjas (joon. 142, *c*) antakse materjal kolust või punkrist ava *1* kaudu kambrisse, kus pöörleb väheneva sammuga tigu *2* (kuni 1000 p/min). Muutuva sammuga teo abil materjal tihestatakse, millega takistatakse suruõhu sattumist teo kambrisse. Tigu toimetab materjali segukambrisse *4*, kuhu juhitakse düüsi *6* kaudu ka suruõhk. Segukambris materjaliga segunenud õhk suundub edasi torustikku. Segukambri toiteava suurus on reguleeritav klapiga *3*, mis käitatakse hoovaga *5* ja vastukaaluga. Tigutoitjad leiavad rakendamist peamiselt väheabrasiivsete tolmutaoliste ja teraliste materjalide transportimisel.



Joon. 142. Pneumaatiliste transportseadmete toiteseadmed:

a — allajuhtimisega kambertoitja; *b* — ülesjuhtimisega kambertoitja; *c* — toitetigu.

Tigutoitjate tehniline karakteristika on toodud tabelis 64.

Tabel 64

Teo läbimõõt mm	Tootlikkus tonni/t	Õhurõhk segukambris baari	Võimsus teovõllil kW
100	8—16	1,8—2,5	14—30
150	25—35	1,8—2,5	35—50
200	35—60	1,8—2,5	60—120
250	60—130	1,8—2,5	150—240

Kambertoitjail ei ole kiiresti kuluvaid detaile, need võimaldavad materjali etteandmist nii alla kui ka üles ja kulutavad vähe energiat. Kambertoitjad on leidnud laialdase rakendusala abrasiivsete materjalide laadimisel.

Ühe sektsiooniga kambertoitjas, kus materjal suunatakse alla (joon. 142, *a*), kinnitatakse koonilise põhja külge kaarpõlv *1* spetsiaalse koonusega *3*. Suruõhk juhitakse põlve toru *2* kaudu. Vajaliku õhukontsentratsiooniga segu saamiseks antakse lisaõhk koonilise düüsiga *4*.

Ühe sektsiooniga, materjali ülessuunamisega kambertoitjal (joon. 142, *b*) ulatub laieneva koonusega toru *2* peaaegu kambri põhjani. Suruõhk juhitakse kambri alumisse ossa poorsete aereerivate plaatide *1* kaudu, toimub materjali segunemine õhuga ja õhusurve tagajärjel segu suunamine torusse *2*.

Ühe sektsiooniga kambertoitjate töö on perioodilise iseloomuga. Pideva toiteprotsessi saamiseks kasutatakse kahe sektsiooniga kambertoitjaid.

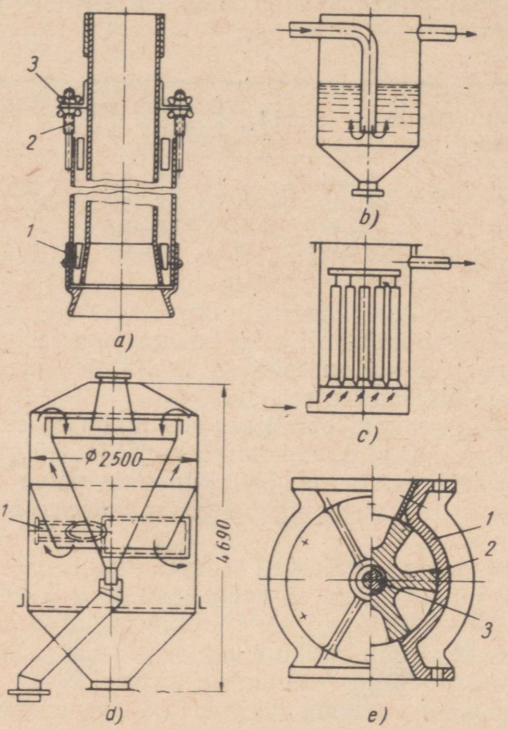
Imevsüsteemiga PTS-del toimub materjali laadimine kantavate imevpeadega (joon. 143, *a*). Õhk imetakse torustikku ringpilu *1* kaudu, mille suurus on reguleeritav toru külge kinnitatud poltmuttersõlme *2* ja *3* abil. Imevpead valmistatakse terasest. Pea pikkus on 800—1200 mm, läbimõõt 45—180 mm, seina paksus 1,5—2,0 mm.

Torustikuks kasutatakse õmbluseta terastorusid läbimõõduga 50—300 mm, seina paksusega 1—3 mm mitteabrasiivsete materjalide ja 10—12 mm — abrasiivsete materjalide puhul.

Eriti abrasiivsete materjalide transpordiks kasutatakse ka malmist torusid.

Lüüssulgur (joon. 143, *e*) koosneb võllil *3* pöörlevast labadega trumlist *2*, mille labade otspinnad on hästi sobitatud malmist kere *1* sisepinnaga.

Tsüklon-lossija (joon. 143, *d*) on kujundatud kooniliste põhjadega silindrilise anumana. Transporditava materjali ja õhu segu satub anumasse tsükloni *1* kaudu, kus ta järgnevalt saab ringjoonelise liikumise. Anuma seinale paisatud materjal variseb anuma põhja, kuna kiiruse kaotanud õhk imetakse toru kaudu



Joon. 143. Pneumaatiliste transportseadmete sõlmi: *a* — kantav imevpea; *b* — märgfilter; *c* — kuivfilter; *d* — tsüklon; *e* — lüüssulgur.

õhufiltrisse, kus toimub peenemate materjaliosakeste ja tolmu eemaldamine kas kiht- (joon. 143, *c*) või vesifiltrite (joon. 143, *b*) abil.

Pneumaatiliste transportseadmete arvutamisel soovitatakse alljärgnevat järjekorda.

1. Määrata transporditava materjali hõljumiskiirus ja õhuvoolu kiirus sõltuvalt materjali iseloomust.

2. Määrata antud tootlikkuse järgi torustiku läbimõõt ja segu kontsentratsioon.

3. Määrata sõltuvalt torustiku trassist torustiku takistus ja vastavalt rõhu lang.

4. Valida kompressor või vaakuumpump ja määrata mootori võimsus.

Materjali hõljumiskiirus v_h määrame valemiga

$$v_h = k\sqrt{\frac{2}{\gamma_õ} d_m} \text{ m/s},$$

kus k = $10 \div 170$ on materjali terasuurust arvestav tegur; k väiksemad suurused kehtivad väiksematele terasuurustele;
γ_2 — materjali erimass tonni/m³;
$\gamma_õ$ = $1 \div 2$ kg/m³ — õhu erimass normaalse atmosfäärirõhu juures, $\gamma_õ = 0{,}8 \div 0{,}95$ kg/m³ — imevsüsteemidel ja $\gamma_õ = 1{,}6 \div 2{,}0$ kg/m³ surusüsteemidel;
d_m — materjali terasuurus piirides $0{,}00001 \div 0{,}07$ m.

Õhu kiiruse imevpea pilus (imevsüsteemil) või surusüsteemi düüsis arvutame valemiga

$$v_õ = a\sqrt{\gamma_2} + bL_t^2 \text{ m/s},$$

kus a on materjali terade suurust iseloomustav tegur (tabel 65);
γ_2 — materjali erimass tonni/m³;
b = $(2 \div 5)10^5$ — materjali olekut iseloomustav tegur (väiksemad suurused võetakse kuiva tolmutaolise materjali puhul);
L_t = torustiku taandatud pikkus m,

$$L_t = \Sigma l_1 + \Sigma l_2 + \Sigma l_3 + \Sigma l_4 \text{ m},$$

kus Σl_1 on torustiku horisontaalsete osade summaarne pikkus m;
Σl_2 — torustiku vertikaalsete osade summaarne pikkus m;
Σl_3 — toru põlvedele ekvivalentne toru pikkus m (tabel 65);
Σl_4 — tolmutaoliste materjalide transpordil torustiku ümberlülitamisseadmetele vastav ekvivalentne toru pikkus m.

Tabel 65

Materjali terasuuruse teguri a ja toru ekvivalentse pikkuse Σl_3 suurused

Materjal	Terasuurus mm	Tegur a	l_3 m sõltuvalt toru kaare raadiuse ja toru läbimõõdu suhtest			
			4	6	10	20
Tolmutaoline	0,001—1	10—16	4—8	5—10	6—10	8—10
Teraline	1—20	17—20	—	8—10	12—16	16—20
Väiksetükiline	10—20	17—22	—	—	28—35	38—45
Suuretükiline	40—80	22—25	—	—	60—80	70—90

Kuna PTS imevsüsteemidel torustiku pikkus tavaliselt ei ületa 100 m, siis liiget bL_t^2 tema väiksuse tõttu ei arvestata.

Õhu liikumistakistuse osatähtsuse vähendamiseks torustikus valitakse õhu liikumise kiirus $v_õ$ tööolukorras 1,5—3 korda materjali hõljumiskiirusest v_h suurem (tabel 66).

Pneumaatilise transportseadme tootlikkuse arvutame valemi (207) põhjal:

$$Q_m = 3{,}6\gamma_õ v_õ F_t \mu \text{ tonni/t},$$

Tabel 66

Materjali hõljumiskiirus, õhuvoolu kiirus ja segu kontsentratsioon

Materjal	Hõljumiskiirus m/s	Liikumise algkiirus m/s	Segu kontsentratsioon μ
Kaltsineeritud sooda	8	10—18	13
Püriidiräbu	—	15—18	11,0—24,5
Kondijahu	8	14—25	20
Naatriumsilikofloriid	19	20	2,7
Räbutolm	9	14—15	10—12
Kivisöetolm	0,14	8—15	12
Flotatsioneeritud püriit	—	20—25	1,0

kus $\gamma_õ$ on õhu erimass (sisse- või väljalaskel) kg/m³;

$v_õ$ — õhu liikumiskiirus m/s;

F_t — torustiku tingristlõikepind m²;

μ — massi kontsentratsiooni tegur kg lasti 1 kg õhu kohta (vt. tabel 66).

Kontsentratsioon valitakse lühema torustiku ja suurema rõhu puhul suurem.

Õhukulu

$$V_õ = v_õ F_t = \frac{Q}{3{,}6\gamma_õ \mu} = v_õ \frac{\pi d_s^2}{4} \text{ m}^3/\text{s}.$$

Torustiku siseläbimõõt

$$d_s = \sqrt{\frac{4V_õ}{\pi v_õ}} \text{ m}.$$

Kompressori vajalik tootlikkus

$$V_k = k_t V_õ \text{ m}^3/\text{s},$$

kus $k_t = 1{,}1$ on torustiku tihedust arvestav tegur.

Arvutatud tootlikkuse järgi valitakse kompressor.

Torustikus vajalik õhurõhk:

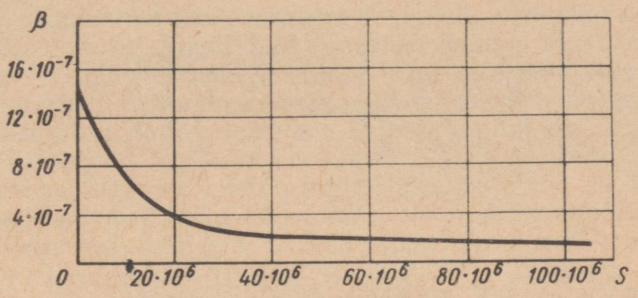
surusüsteemis

$$p_s = \sqrt{1 + \frac{\beta \mu L_t v_õ^2}{d_s}} \pm p_h \text{ baari},$$

imevsüsteemis

$$p_i = \sqrt{1 - \frac{\beta \mu L_t v_õ^2}{d_s}} \pm p_h \text{ baari},$$

kus β on eksperimentaalne tegur, mille suurus võetakse imevsüsteemil sõltuvalt suurusest $S = \frac{\mu L_t v_õ^2}{d_s}$ (joon. 144) ja surusüsteemil $\beta = 1{,}5 \cdot 10^{-7}$;



Joon. 144. Teguri β ja suuruse δ sõltuvuse graafik.

μ — massi kontsentratsioon tabelist 66;
L_t — torustiku taandatud pikkus m;
v_{δ} — õhu liikumiskiirus m/s;
d_s — torustiku siseläbimõõt m;
p_h — õhu ja materjali segu rõhk torustiku vertikaalosas kõrgusega $H = \Sigma l_2$ m.

p_h leitakse valemiga

$$p_h = \frac{H\gamma'_{\delta}\mu}{10^4} \text{ baari,}$$

kus γ'_{δ} on õhu keskmine erimass torustiku vertikaalosades kg/m³.

Surusüsteemides kehtib märk «+» torustikuosadel, kus materjal liigub üles, ja märk «—» osadel, kus materjal liigub alla; imevsüsteemides on märkide tähendus vastupidine, esimesel juhul märk «—» ja teisel juhul märk «+».

Kompressori käitamiseks vajaliku mootori võimsus

$$N = \frac{A_k V_k}{102\eta} \text{ kW,}$$

kus A_k on kompressori (vaakuumpumba) teoreetiline tööhulk 1 m³ imetava õhu kohta isotermilisel rõhul kg m/m³;
V_k — kompressori tootlikkus m³/s;
η = 0,55—0,75 — kompressorseadme üldine kasutegur.

Kompressori teoreetilise tööhulga arvutame valemiga

$$A_k = 23030 p_0 \log \frac{p_k}{p_0} \text{ kg m/m}^3,$$

kus p_0 on atmosfäärirõhk;
p_k — õhurõhk kompressoris, $p_k = \alpha p_1 + p_T$,
siin $\alpha = 1{,}15 \div 1{,}25$ on laadimissõlmes tekkivat rõhulangu arvestav tegur;
p_1 — õhurõhk torustiku alguses; survesüsteemil $P_1 = P_s$ ja imevsüsteemil $p_1 = p_0 - p_i$;

p_T — rõhukaod ühendustorustikus, surusüsteemil $P_T = 0{,}3$ baari ja imevsüsteemil 0,02 baari.

Arvutatud võimsuse järgi valitakse elektrimootor.

Pneumotransportseadmete eriliigi moodustavad pneumorennid. Pneumorenn on kujundatud terasplekist valmistatud ruudu- või ristkülikukujulisest torust languga 0,04—0,05 materjali liikumise suunas. Toru põhjaga paralleelses pinnas on toru jagatud poorsete plaatidega kahte ossa. Poorsetele plaatidele antakse vastavate luukide kaudu materjal, plaatide alla juhitakse aga õhk, mis tekitabki materjali liikumise selle aereerimise teel. Materjali läbinud õhk juhitakse läbi kuiva filtri atmosfääri.

Suure segukontsentratsiooniga lastide ($\mu > 100$) vertikaalseks tõstmiseks kasutatakse erilisi pneumotõstukeid (aerolifte).

Materjalide hüdraulilist transportimist kasutatakse mäetööstuses kasulike kaeviste ja aherainete edasitoimetamiseks, rikastamisvabrikutes toormaterjali etteandmisel märgrikastamisprotsessil ja jäätmete eemaldamiseks, keemiatööstuses räbude eemaldamiseks, granuleerimisseadmetel ja mujal. Transporditava materjali ja vee segu (vesiemulsioon) nimetatakse tavaliselt pulbiks.

Hüdrotranspordi kasutamist on tinginud seadmete lihtsus, võimalus teostada lastide pidevat transporti mööda keerukaid trasse, suurtele kaugustele (kuni 10 km), suur tootlikkus ja süsteemi hermeetilisus, kadude väiksus, võimalus siduda materjalide transporti mõningate tehnoloogiliste protsessidega (pesemine, puhastamine jt).

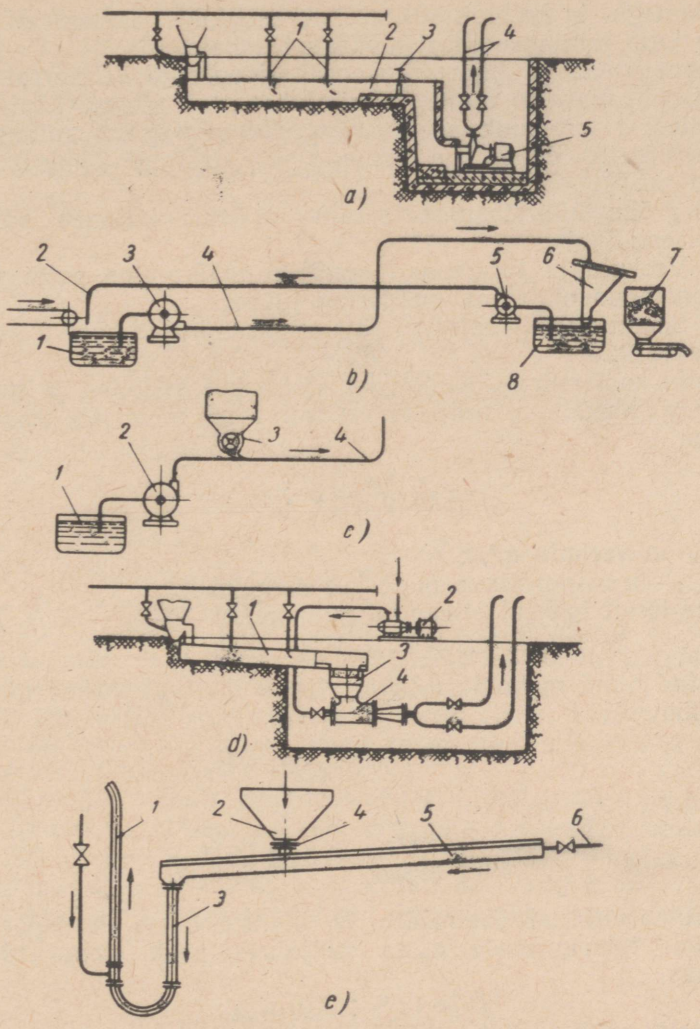
Hüdrotranspordi puudusteks on suur vee ja energia kulu, keerukas vee eraldamise seadmestik, torustike ja pumpade suur kulumine.

Materjalide hüdrotranspordis leiavad rakendamist järgmised printsipiaalsed süsteemid:

a) isevooluga (madalrõhusüsteemid);
b) kõrgrõhusüsteemid;
c) segasüsteemid.

Isevoolusüsteemil (joon. 145, *a*) liigub pulp puidust või metallist rennis *2* kaldega $0{,}02 \div 0{,}06$. Materjali suuremate tükkide kiiruse suurendamiseks trassi pöörangutel rakendatakse erilisi düüse *1*, millest antakse vett kuni 10-baarilise survega. Renni ristlõige on ruudu-, ristküliku-, trapetsi-, poolringi- või ringikujuline ja kuluvuse vähendamiseks kaetakse selle töötavad sisepinnad kulumiskindla valatud kiviga (basalt) või malmplaatidega. Siibri *3* abil juhitakse pulp pinnasepumpa *5*, mis suunab pulbi torustikku *4*.

Kõrgrõhuga hüdrotransporti veerõhuga 25—60 baari võib kujundada kahes variandis. Esimese variandi (joon. 145, *b*) järgi moodustatakse pulp vastuvõtuseadmes *1*, imetakse pumbaga *3* torustikku *4*, mille kaudu juhitakse lossimiskohale, vee eraldamise



Joon. 145. Hüdrauliliste transportseadmete skeem:
a — madalrõhuga; *b* — kõrgrõhuga ja pinnasepumbaga; *c* — kõrgrõhuga, tsentrifugaalpumbaga ja kuivlaadimissõlmega; *d* — segasüsteemiga; *e* — aeroliftpumbaga.

sõelale *6*. Sõelalt langeb materjal punkrisse *7*, eraldunud vesi aga settebasseini *8*, kust pumba *5* ja toru *2* kaudu juhitakse tagasi anumasse *1*.

Teise variandi järgi (joon. 145, *c*) pumbatakse vesi basseinist *1* tavalise tsentrifugaalpumba *2* abil torustikku *4* (läbimõõduga 200—400 mm). Kuiv materjal juhitakse spetsiaalsete toitjate *3*

(kambertigu- ja kolbtoitjad) abil torustikku *4*. Toiteseadme taga tekkiv pulp juhitakse edasi määratud kohale.

Segasüsteemiga hüdrotranspordi (joon. 145, *d*) korral liigub pulp tsehhi ulatuses rennis *1*, mis juhib segu ežektortüüpi hüdroelevaatori *4* toitepunkrisse *3*. Kõrgrõhupumbaga *2* antakse vesi hüdroelevaatori düüsi, kus tekkinud pulp, läbinud difuusori, satub torustikku.

Kõrgrõhu hüdrotransportseadme arvutus koosneb põhiliselt järgmisest:

1. Veekulu ja torustiku läbimõõdu määramine pulbi valitud kontsentratsiooni ja liikumiskiiruse juures.
2. Seadme tööks vajaliku rõhu määramine ja sobiva pinnasepumba valik.

Pulbi kontsentratsiooniks μ nimetatakse vedeliku ja kuivaine mahtude suhet, s o. vedeliku erikulu 1 m³ materjali transportimiseks:

$$\mu = \frac{V_v}{V_m} = 3 \div 6,$$

kus V_v on veekulu m³/t;

V_m — transporditava materjali maht m³/t.

Ühe tunni jooksul etteantud pulbi maht

$$V_t = V_m + V_v = V_m(1 + \mu) \text{ m}^3/\text{t}.$$

Antud pulbi mahu V_t m³/t ja kiiruse v_t järgi leiame torustiku läbimõõdu D:

$$V_t = 3600 \frac{\pi D^2}{4} v_t \text{ m}^3/\text{t},$$

kust

$$D = \sqrt{\frac{4V_t}{3600\pi v_t}} \approx 0{,}02 \sqrt{\frac{V_t}{v_t}} \text{ m}.$$

Toru arvutatud läbimõõtu D kontrollitakse transporditava materjali tükisuurusele a_{maks}, siinjuures peab olema täidetud tingimus

$$D \geqslant (2{,}5 \div 3{,}0)\, a_{maks}.$$

Vajalik rõhk

$$H_t = k(H_h + H_v),$$

kus $k = 1{,}05 \div 1{,}10$ on kohalikke takistusi arvestav tegur;

H_h — torustiku horisontaalse osa takistus;

H_v — torustiku vertikaalse osa takistus.

Torustiku horisontaalse osa takistuse H_h arvutame valemiga

$$H_h = L \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v_t}{2g},$$

kus $\lambda = \left(0{,}03 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{v_t D}}\right) \gamma_t$ — pulbi liikumistakistus;

D — torustiku läbimõõt m;
v_t — pulbi liikumiskiirus m/s;
g — raskuskiirendus m/s²;

$\gamma_t = \frac{V_v + v_m \gamma_m}{V_v + v_m}$ — pulbi erimass tonni/m³;

γ_m — transporditava materjali erimass tonni/m³.

Torustiku vertikaalse osa (kõrgusega H) takistus

$$H_v = H\left(\frac{v_t}{v_t \pm v_v}\right)\gamma_t,$$

kus v_v on materjali hõljumiskiirus vees (transporditava materjali hüdrauliline tükisuurus) m/s.

Märk «+» kehtib materjali liikumisel alla ja märk «—» ülesliikumisel.

Materjali hõljumiskiirus

$$v_v = c\sqrt{d(\gamma_m - 1)} \text{ m/s.}$$

Siin c = 0,55 on eksperimentaalne tegur;
d — materjali tükisuurus cm;
γ_m — materjali erimass tonni/t.

Arvutatud rõhu H_t järgi valime pinnasepumba.

Pneumaatiliste ja hüdrauliliste transportseadmete kõrval kasutatakse ka hüdropneumaatilist transportsüsteemi pulbi tõstmisel 3—5 m kõrgusele. Selle süsteemi juures (joon. 145, *e*) kujundatakse pulp rennis *5*, kusjuures vesi antakse torustikust *6* ja materjal punkrist *2* siibertoitja *4* kaudu.

Pulp voolab vabalt aeroliftpumba U-kujulise toru parempoolsesse torusse *3*. U-toru vasakpoolse toru *1* alumisse ossa juhitakse õhk rõhuga 1—2 baari. Pulbi ja õhu segu, omades väiksemat erimassi, liigub üles vastuvõtupaaki, milles õhk eraldub atmosfääri, pulp aga juhitakse renni kaudu edasi määratud kohale.

KÜSIMUSED JA ÜLESANDED.

1. *Pneumaatilise transpordi rakendusalad.*
2. *Imevsüsteemiga PTS-i tööprintsiip.*
3. *Surusüsteemiga PTS-i tööprintsiip.*
4. *Segusüsteemiga PTS-i tööprintsiip.*
5. *PTS-i põhisõlmede konstruktsioon.*
6. *Hüdraulilise transpordi rakendusalad.*
7. *Hüdrauliliste transportseadmete põhiskeemid.*
8. *Tutvuda tööstuses pneumaatiliste ja hüdrauliliste transportseadmetega.*

LISAD

TERASTROSSID (vt. joon. 1)

a. Tüüp TK 6 × 19 + 1 oc (GOST 3070-55)

Trossi läbimõõt mm	Traadi läbimõõt mm	Traatide summaarne ristlõike pindala mm²	Trossi arvutuslik mass määritult 100 jm/kg	Trossi katkejõud N-tes traadi tõmbetugevusel N/m²				
				150 · 10⁷	160 · 10⁷	170 · 10⁷	180 · 10⁷	190 · 10⁷
				mitte vähem kui				
4,8	0,31	8,60	8,15	10 900	11 600	12 400	13 100	13 800
6,2	0,4	14,36	13,6	18 200	19 400	20 700	21 900	23 100
7,7	0,5	22,34	21,17	28 400	30 300	32 200	34 100	36 000
9,3	0,6	32,26	30,57	41 000	43 800	46 500	49 300	52 000
11,0	0,7	43,89	41,59	55 900	59 600	63 400	67 100	70 800
12,5	0,8	57,34	54,33	73 100	77 900	82 700	87 500	92 300
14,0	0,9	72,50	68,7	92 200	98 500	104 500	110 500	116 500
15,5	1,0	89,49	84,8	113 500	121 500	129 000	136 500	144 500
17,0	1,1	108,30	102,6	137 500	147 000	156 000	164 500	174 000
18,5	1,2	128,32	122,0	164 000	175 000	185 500	196 000	207 000
20,0	1,3	151,28	143,3	192 500	205 500	218 000	231 000	243 000
22,0	1,4	175,56	166,3	223 500	238 000	253 000	268 500	283 000
23,5	1,5	200,64	190,1	255 000	272 500	289 500	306 500	323 500
25,0	1,6	229,14	217,1	291 500	311 500	331 000	350 000	369 500
26,5	1,7	258,78	245,2	329 500	351 500	373 500	395 500	417 500
28,0	1,8	289,56	274,3	368 500	393 500	418 000	442 500	467 500
31,0	2,0	357,96	339,2	456 000	486 500	517 000	547 000	578 000
34,0	2,2	433,20	410,5	552 000	589 000	625 500	662 500	699 500
37,0	2,4	515,28	488,2	656 500	700 000	744 000	788 000	832 000
40,5	2,6	605,34	573,6	771 500	823 000	871 000	922 000	977 500

b. Tüüp TK 6 × 37 + 1 oc (GOST 3071-55)

Trossi läbimõõt mm	Traadi läbimõõt mm	Traatide summaarne ristlõike pindala mm²	Trossi arvutuslik mass määritult 100 jm/kg	Trossi katkejõud N-tes traadi tõmbetugevusel N/m², mitte vähem kui			
				$160 \cdot 10^7$	$170 \cdot 10^7$	$180 \cdot 10^7$	$190 \cdot 10^7$
4,8	0,22	8,44	7,93	11 000	11 700	12 300	13 100
6,1	0,28	13,68	12,85	17 800	19 200	20 100	21 200
7,4	0,34	20,16	18,93	26 400	28 000	29 600	31 400
8,7	0,4	27,97	26,27	36 600	38 900	41 200	43 500
11,0	0,5	43,51	40,86	57 000	60 600	64 200	67 700
13,0	0,6	62,83	59,0	82 400	87 300	92 600	97 500
15,5	0,7	85,47	80,27	111 500	118 500	125 500	132 500
17,5	0,8	111,67	104,8	146 000	155 000	164 500	173 500
19,5	0,9	141,19	132,6	184 500	196 500	208 000	219 500
22,0	1,0	175,26	164,6	229 500	243 500	258 000	272 500
24,0	1,1	211,98	199,1	277 500	295 000	312 500	330 000
26,0	1,2	253,04	237,7	331 500	352 500	373 000	394 000
28,5	1,3	294,59	266,7	386 000	410 000	434 500	458 500
30,5	1,4	343,20	322,3	450 000	478 000	506 000	534 500
32,5	1,5	392,22	368,4	514 500	546 500	578 500	610 500
35,0	1,6	447,78	420,6	587 000	624 000	660 500	697 000
37,0	1,7	505,56	474,8	662 500	704 000	746 000	787 500
39,0	1,8	565,62	531,2	741 500	788 000	832 000	877 000
43,5	2,0	699,72	657,2	914 000	971 500	1 025 000	1 085 000
47,5	2,2	845,70	794,3	1 105 000	1 175 000	1 245 000	1 315 000

c. Tüüp ЛК-Z 6 × 25 + 1 oc (GOST 7665-55)

Trossi läbimõõt mm			Traatide summaarne ristlõike pindala mm²	Trossi arvutuslik mass, määritult kg	Trossi katkejõud N-tes traadi tõmbetugevusel N/m²					
	Keeru-	Vahe-			$130 \cdot 10^7$	$140 \cdot 10^7$	$150 \cdot 10^7$	$160 \cdot 10^7$	$170 \cdot 10^7$	$180 \cdot 10^7$
	traadi				mitte vähem kui					
7,7	0,5	0,2	23,47	22,14	25 900	27 800	29 900	31 800	33 900	35 800
9,3	0,6	0,24	33,88	31,96	37 400	40 200	43 100	46 000	48 900	51 700
11	0,7	0,28	46,10	43,49	50 900	54 800	58 700	79 600	66 500	70 400
12,5	0,8	0,34	60,60	57,17	66 800	72 000	77 200	99 300	87 500	92 600
14	0,9	0,37	76,39	72,07	84 400	90 500	97 300	120 500	110 000	116 500
15,5	1,0	0,40	94,02	88,7	103 500	111 500	119 500	144 500	135 500	143 500
17	1,1	0,42	113,27	103,03	125 000	134 500	144 000	153 500	163 500	172 500
18,5	1,2	0,45	134,54	126,9	148 000	159 500	171 000	199 000	194 000	205 500
20	1,3	0,50	158,34	149,4	174 500	188 000	201 500	232 000	228 500	242 000
22	1,4	0,55	184,13	173,7	203 000	218 500	234 500	267 000	266 000	281 000
23,5	1,5	0,60	210,83	198,9	232 500	250 500	268 500	303 000	304 000	322 000
25	1,6	0,65	241,09	227,4	266 000	286 500	307 000	344 500	348 000	368 500
26,5	1,7	0,70	272,64	257,2	300 500	324 000	347 500	370 500	393 500	416 500
28	1,8	0,75	305,47	288,2	337 000	363 000	389 500	415 500	441 000	467 000
31	2,0	0,80	376,07	354,8	415 000	447 500	479 000	511 000	543 000	575 000
34	2,2	0,85	453,61	427,9	501 000	539 500	578 000	616 500	655 000	694 000
37	2,4	0,95	540,80	510,2	597 500	643 000	689 000	735 000	781 000	827 000
40,5	2,6	1,0	633,60	598,8	699 500	753 500	807 500	858 500	913 500	969 000
43,5	2,8	1,1	735,30	693,7	812 500	871 000	935 000	998 500	1 060 000	1 125 000
46,5	3,0	1,2	846,66	798,8	935 000	1 005 000	1 075 000	1 145 000	1 215 000	1 290 000

Trossi läbimõõt mm	Keskmise traadi	Esimese kihi (6 traati) traadi	Teise kihi väiksema läbimõõduga traadi	Teise kihi suurema läbimõõduga traadi	Traatide summaarne ristlõike pindala mm²	Trossi arvutuslik mass määritult kg	Trossi katkejõud N-tes traadi tõmbetugevusel N/m² mitte vähem kui				
							150 · 10⁷	160 · 10²	170 · 10⁷	180 · 10⁷	190 · 10⁷
8,1	0,6	0,55	0,45	0,6	26,18	24,42	33 300	35 500	37 800	40 000	42 200
8,8	0,65	0,6	0,5	0,65	31,19	29,10	39 600	42 400	45 000	47 600	50 300
9,5	0,7	0,65	0,55	0,7	36,69	34,23	46 700	49 900	52 900	56 100	59 200
11,5	0,85	0,75	0,65	0,85	51,68	48,22	65 850	70 250	74 650	79 050	83 450
12,5	0,9	0,8	0,7	0,9	58,69	54,75	74 800	79 800	84 700	89 600	94 700
13,5	0,95	0,85	0,7	0,95	64,05	59,76	81 650	87 050	92 500	97 950	103 450
15,0	1,1	1,0	0,8	1,1	86,27	80,5	109 500	117 000	124 500	131 500	138 500
16,5	1,2	1,1	0,9	1,2	104,56	97,5	133 000	141 500	150 500	159 500	168 500
17,5	1,25	1,15	0,95	1,25	114,46	106,8	145 900	155 650	165 350	175 100	184 800
19,5	1,4	1,3	1,05	1,4	143,63	134,0	182 500	195 000	207 000	219 500	231 500
21,0	1,55	1,4	1,2	1,55	174,78	163,1	222 800	237 700	252 500	267 400	282 250
22,0	1,6	1,45	1,2	1,6	184,50	172,1	235 000	250 500	266 000	282 000	297 500
24,0	1,75	1,55	1,35	1,75	220,46	205,7	281 100	299 800	318 500	337 250	356 000
25,0	1,8	1,65	1,4	1,8	239,16	223,1	304 500	325 000	345 500	365 500	385 500
27,0	2,0	1,8	1,5	2,0	286,68	267,4	365 500	389 500	413 500	438 500	462 500
30,5	2,2	2,0	1,65	2,2	349,68	326,2	445 500	475 000	504 500	534 500	564 000
32,0	2,3	2,1	1,75	2,3	385,80	359,9	491 900	524 650	557 450	590 250	623 050
33,0	2,4	2,2	1,8	2,4	418,08	390,0	532 500	568 000	603 500	639 500	674 500
36,0	2,6	2,4	2,0	2,6	498,78	465,3	635 500	678 000	720 000	762 500	804 500
38,5	2,8	2,55	2,2	2,8	578,70	539,9	737 500	786 500	835 500	884 000	930 500
41,0	3,0	2,7	2,3	3,0	652,62	608,8	831 500	884 000	939 000	994 500	1 045 000

e. TÜÜP TK-O 6 × 37 + 1 oc (GOST 3079-55)

Trossi läbimõõt mm	Keskmise traadi	Esimese kihi (6 traati) traadi	Teise kihi (15 traati) traadi	Kolmanda kihi (15 traati) traadi	Traatide summaarne ristlõike pindala mm²	Trossi arvutuslik mass määritult kg	Trossi katkejõud N-tes traadi tõmbetugevusel N/m² mitte vähem kui				
							150 · 10⁷	160 · 10⁷	170 · 10⁷	180 · 10⁷	190 · 10⁷
15,0	0,8	0,75	0,55	0,8	85,61	80,0	108 500	116 000	123 500	130 500	138 000
17,0	0,9	0,85	0,6	0,9	106,93	99,9	136 000	145 000	154 000	163 000	172 500
19,0	1,0	0,95	0,7	1,0	135,53	126,6	172 500	184 000	195 500	206 500	218 000
20,5	1,1	1,05	0,8	1,1	167,65	156,6	213 000	227 500	242 000	256 000	270 500
22,5	1,2	1,15	0,85	1,2	196,91	183,9	250 500	267 500	284 000	300 500	317 500
24,5	1,3	1,25	0,9	1,3	228,91	213,8	291 500	311 000	330 500	350 000	369 000
26,0	1,4	1,35	1,0	1,4	269,97	252,1	343 500	366 500	389 500	412 500	435 500
28,0	1,5	1,4	1,05	1,5	302,34	282,4	385 000	410 500	436 000	462 000	487 500
30,0	1,6	1,5	1,1	1,6	341,82	319,2	435 500	464 500	493 500	522 500	551 500
32,0	1,7	1,6	1,2	1,7	391,98	366,1	499 000	532 500	566 000	599 500	632 500
33,5	1,8	1,7	1,3	1,8	444,99	415,6	566 500	604 500	642 500	680 000	718 000
37,5	2,0	1,9	1,4	2,0	541,92	506,1	690 500	763 000	782 500	828 500	871 000
41,0	2,2	2,1	1,55	2,2	659 46	615,9	840 500	896 500	952 000	1 005 000	1 060 000
45,0	2,4	2,3	1,7	2,4	787,98	735,9	1 000 000	1 070 000	1 130 000	1 200 000	1 270 000
48,5	2,6	2,45	1,8	2,6	907,92	848,0	1 155 000	1 230 000	1 305 000	1 385 000	1 465 000

KETID (vt. joon. 3 ja 4)

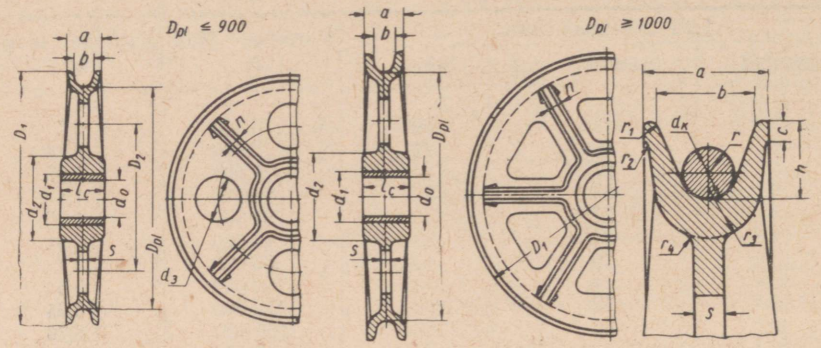
a. Tõste- ja veoketid (GOST 2319-55)

Lüli mõõtmed mm			Purustav jõud N	Keti jm. mass kg
läbimõõt	samm	laius		
5	19	19	6 400	0,5
6	19	21	10 000	0,74
7	21	24	16 000	1,05
8	23	27	24 000	1,4
9	27	32	31 000	1,76
11	31	36	46 000	2,58
13	36	43	66 000	3,7
16	44	53	102 000	5,6
18	50	58	128 000	6,94
20	56	66	160 000	8,76
23	64	76	210 000	11,4
26	72	84	266 000	14,51
28	80	91	312 000	16,94
30	84	98	356 000	19,35
32	91	104	410 000	22,1
35	98	114	464 000	27,5
38	106	123	548 000	32,5
40	114	133	606 000	35,8

b. Veo-liigendketid (GOST 191-63)

Keti tüüp	Mõõtmed mm									
	Samm	Sisemiste plaatide vahekaugus	Lüli			Võlli			Plaatide arv ühes lülis	Keti jooksva meetri kaal kg
			paksus	laius	pikkus	suurim pikkus	keskmise osa läbimõõt	võlli ava plaadis		
I	25	18	2,5	15	41	35,0	10	8	2	1,4
	35	22	2,5	16	53	52,0	13	9	4	2,7
	40	25	3,0	20	62	59,0	14	11	4	3,4
II	50	36	3,0	30	83	78,0	22	17	4	7,0
	60	45	4,0	38	104	97,0	26	22	4	10,5
	70	50	5,0	47	120	114,0	32	26	4	17,0
	80	60	5,0	51	134	146,0	36	28	6	23,0
III	100	80	8,0	63	168	214,0	45	35	6	53,0
	120	110	8,0	82	208	285,0	55	45	8	89,0
IV	140	120	8,0	120	256	342,0	60	60	10	150,0
	170	145	10,0	130	314	405,0	70	70	10	210,0
	200	170	10,0	160	380	450,0	85	85	10	305,0

УЗТМ PLOKIRATTAD KONKSUPLOKKIDELE



D_{pl}	D_1	d_1	d_2	d_3	l_c	A	D_2	d_0	S	Ribide arv	n	d_k	Mass kg
400	450	70	130	100	70	52	250	60	10	4	8	14	23,1
450	510			110			275						27,1
500	560	95	150	120	80		315	80				17,5	33,2
550	610			130			340						38
600	680	105	200	140	90	72	390	110	14,5	6	10	19,5	62
650	730			150			410					21,5	73
750	830	160	240	160	100		480	130				25	98
800	930			165			500					26	110
900	1005	170	270	175	110	90	560	150	18,5		12	30	145
1000	1105	190	300	—	120		—	170				33,5	190
1100	1225	220	330	—	130	108	—	190	23	8	14	34,5	276
1200	1325	240	360	—	140		—	210				39	338

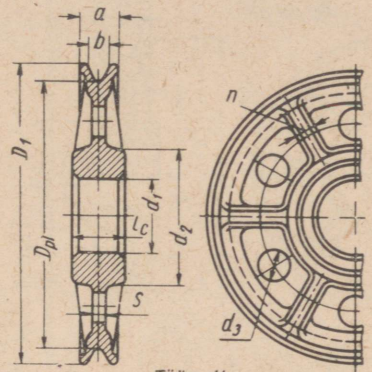
УЗТМ tasakaaluplokid

150	195	40	75	—	45	38	—	—	16	—	—	11	5
200	260	50	95	—	60	52	—	—	14	—	—	14	10
250	310	60	110	30	60	52	165	—	12	4	8	17,5	15
300	380	70	130	35	85	72	195	—	14	4	8	21,5	27
350	430	80	150	40	85	72	225	—	14	4	8	25	33
400	480	90	165	50	85	72	255	—	14	4	8	28	41
450	555	100	180	60	110	90	285	—	16	4	10	30	63
500	605	110	195	70	110	90	320	—	16	4	10	33,5	70
550	675	120	215	80	130	108	350	—	20	6	12	34,5	110
600	725	130	230	90	130	108	390	—	20	6	12	39	125

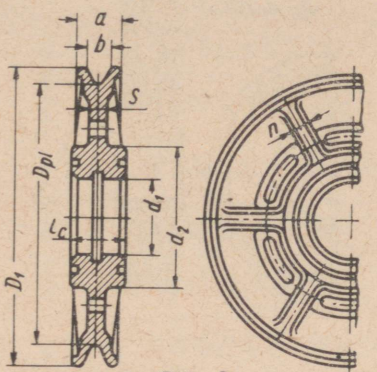
УЗТМ plokkide profiili mõõtmed

d_k	a	b	c	h	S	r	r_1	r_2	r_3	r_4
13—17,5	52	38	8	30	12	10	5	3	20	3
19,5—26	72	53	10	40	14	14,5	6	3	28	5
28—33,5	90	68	12	52,5	16	18,5	8	4	34	7

KIROVI nim. TEHASE PLOKIRATTAD



Tüüp У



Tüüp Р

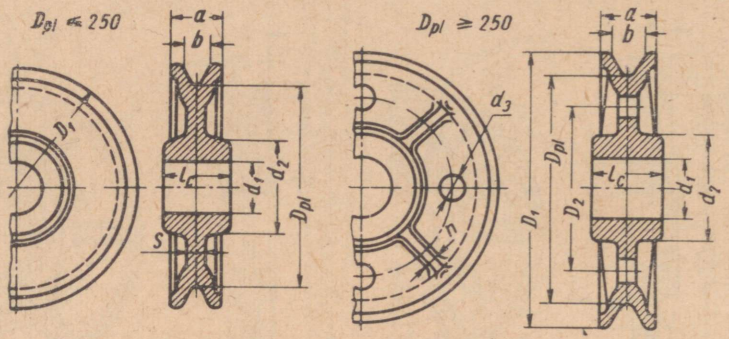
Tüüp	Profiili number	D_{pl}	D_1	d_1	d_2	d_3	l_c	s	Ribide arv	n	Avade arv	d_k	Mass kg
У	1	275	325	65	120	40	60	12	4	8	4	13	8
У	2	300	365	80	140	40	90	16	4	10	4	20	18,5
У	2	300	365	130	210	30	80	16	4	10	3	17,5	16,5
У	3	400	475	150	230	40	100	18	6	10	6	21	33,5
У	4	500	580	250	350	—	120	20	6	10	6	24	72,5
Р	3	610	680	230	330	90	120	18	6	12	6	21	76
Р	4	750	830	230	330	150	120	20	6	14	6	24	96
Р	1	380	430	130	185	60	80	12	6	8	6	13	19
Р	2	500	565	180	250	85	80	16	6	10	6	17,5—20	34,5
Р	5	800	890	270	360	150	120	18	6	16	6	29—32	140
У	5	500	590	190	290	—	120	20	6	12	6	29—32	80

Ploki profiili mõõtmed

Profiili number	a	b	c	h	s	r	r_1	r_2	r_3	r_4
1	40	30	7	25	12	8,7	4	3	15	8
2	55	40	10	32,5	16	12	5	5	20	15
3	65	48	10	37,5	18	14,5	5	5	20	15
4	70	50	12	40	20	14,5	5	7	23	15
5	80	60	12	45	20	17,5	6	7	25	15

Märkus: Tüüp У — tasakaalu-plokirattad,
tüüp Р — tööplokirattad.

KONKSUPLOKKIDE PLOKIRATTAD

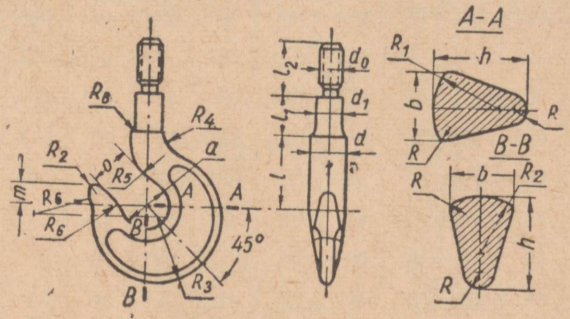


D_{pl}	D_1	d_0	l_c	d_2	Ketas ja ribid			d_k	Mass kg
					ribide arv	s	n		
150	185	30	40	70	—	8	—	6,5—9	3,4
200	235	40	50	85	—	8	—	6,5—9	6,5
250	300	40	50	85	4	10	8 × 10	9,5—12	9,6
300	350	40	50	85	4	10	8 × 10	9,5—12	11,3
350	410	50	60	105	4	12	8 × 10	13—16,5	17,5
400	460	60	70	120	4	12	10 × 12	13—16,5	23
450	520	75	90	145	4	15	10 × 12	17,5—21	36,5
450	535	90	100	170	4	18	10 × 12	22,5—28	55
500	585	100	120	185	4	18	12 × 14	22,5—28	67,5
500	585	140	100	250	4	18	12 × 14	22,5—28	73
600	700	120	140	220	4	20	14 × 16	28—33,5	114
600	700	160	110	280	4	20	14 × 16	28—33,5	114
Kodarad									
700	800	120	140	220	6	20	12 × 14	28—33,5	133
700	800	180	120	300	6	20	12 × 14	28—33,5	140

Ploki profiil standardi MTM CCCP Ж-13 järgi

d_k	a	b	c	h	s	r	r_1	r_2	r_3	r_4
4,9—6,2	22	15	5	12,5	8	4	2,5	2	8	6
8,7	28	20	6	15	8	5	3	2,5	9	6
11—15	40	30	7	25	10	8,5	4	5	12	8
19,5	55	40	10	30	15	12	5	5	17	10
24	65	50	10	37,5	18	14,5	5	3	20	15
28	80	60	12	45	20	17	6	7	25	15
34,5	90	70	15	55	22	20	7	8	28	20
39	110	85	18	65	22	25	9	10	40	30

ÜHEPOOLSED SEPISTATUD KONKSUD KÄSIAJAMIGA TÖSTEMEHHANISMIDELE (GOST 6626-53)



Tõstevõime kN	a	o	b	h	d	d_1	d_0*	l	l_1**	l_2	m	R	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8	Konksu mass kg
2,5	20	14	12	18	14	12	12	30	12	17	10	3	11	11	25	8	22	28	4,5	1	0,15
5	30	22	18	26	20	16	16	45	16	22	15	5	14	14	37	10	30	35	5,5	1,5	0,45
10	40	30	24	36	25	20	20	60	20	27	20	6	20	20	50	15	40	45	6,5	2	1
20	50	38	32	50	30	24	24	75	24	32	25	8	35	35	66	18	55	60	10	2	2,1
30	60	45	40	60	40	35	30	90	35	40	30	10	40	40	80	20	65	80	12	2	4
50	70	55	50	75	50	40	36	110	40	48	35	13	50	50	96	30	85	105	13,5	3	7,6
100	90	70	74	100	70	60	48	140	60	60	45	16	70	70	126	35	105	170	17	3,5	18,7
150	110	85	92	120	75	65	56	170	65	75	60	20	80	80	163	50	130	200	22	4	32,7
200	120	90	102	140	85	75	64	190	75	90	65	25	90	90	174	55	150	220	25	4	50,5

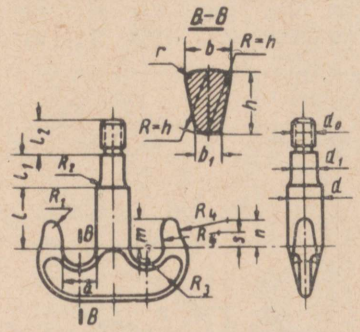
* Keere GOST 9150-59 järgi
** Minimaalsed mõõtmed

MEHAANILISE AJAMIGA TÕSTEMEHHANISMIDELE (GOST 6627-53)

Tõstevõime kN	*a*	*o*	*b*	*h*	*d*	d_1	d_0*	*l*	l_1**	l_2	*m*	*R*	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8	Mass kg
2,5	20	14	12	18	14	12	12	30	12	20	10	3	11	11	25	8	22	28	4,5	1	0,15
5	30	22	18	26	20	16	16	45	16	24	15	5	14	14	37	10	30	35	5,5	1,5	0,45
10	40	30	24	36	25	20	20	60	20	30	20	6	20	20	50	15	40	45	6,5	2	1
20	55	40	34	52	35	30	30	85	30	46	30	8	38	28	70	20	55	60	10	2	3
30	65	50	40	62	45	40	36	100	40	56	33	9	45	40	85	22	70	80	10	2	5,4
50	85	65	54	82	55	50	48	130	50	70	42	12	60	43	110	28	85	95	12	2	11,2
100	120	90	74	115	75	70	64	180	70	90	60	14	84	62	155	36	120	125	20	2	29,5
150	150	115	90	142	90	85	80	225	85	100	75	18	104	74	190	45	150	170	22	2	55
200	170	130	102	164	105	100	90	250	100	115	80	20	120	100	220	50	170	190	30	2	84
250	190	145	115	184	120	110	100	285	110	130	95	23	135	110	245	60	190	210	32	3	115
300	210	160	130	205	135	120	110	310	120	140	100	25	150	120	272	60	210	230	35	5	154
500	270	205	165	260	165	150	140	405	150	175	135	35	190	140	350	65	270	300	44	5	319
750	320	250	200	320	195	180	170	480	180	205	160	40	230	165	420	100	340	360	48	5	561

* Konksudel tõstevõimega 2,5—100 kN on keere GOST 9150-59 järgi, üle 150 kN GOST 9484-60 järgi,
** Minimaalsed mõõtmed.

KAHEPOOLSED SEPISTATUD KONKSUD MEHAANILISE AJAMIGA TÕSTEMEHHANISMIDELE
(GOST 6628-53)

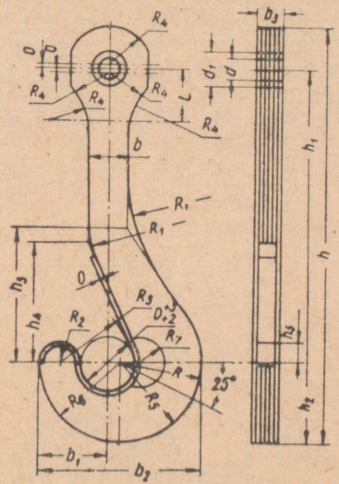


Tõstevõime kN	a	b	b_1	h	d	d_1	d_0*	l mitte vähem	l_1 mitte vähem	l_2	m	n	S	r	R_1	R_2	R_3	R_4	Mass kg
50	70	40	20	65	55	50	48	120	50	70	50	60	30	10	12	3	75	115	9
100	100	60	30	90	75	70	64	170	70	90	70	75	35	15	16	4	105	145	25
150	115	65	32	110	90	85	80	200	85	100	85	85	40	15	20	5	125	160	40
200	125	75	38	120	105	100	90	220	100	115	95	90	45	18	22	5	135	180	59
250	145	85	42	140	120	110	100	260	110	130	115	105	45	20	25	5	160	200	86
300	160	95	48	150	135	120	110	290	120	140	130	115	45	22	26	5	175	230	115
500	200	115	58	180	165	150	140	365	150	175	165	170	70	25	30	6	220	280	216
750	240	140	70	225	195	180	170	440	180	205	200	210	90	35	35	8	265	330	369

* Konksudel tõstevõimega 50—100 kN on keere GOST 9150-59 järgi, konksudel üle 150 kN GOST 9484-60 järgi.

PLAATIDEST KOOSTATUD KONKSUD (GOST 6619-53)

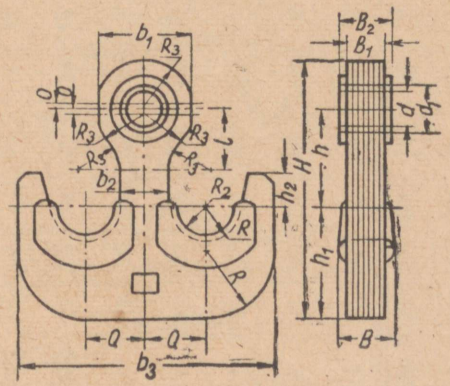
a. Ühepoolsed



Tõstevõime kN	D	d	C	R	R_1	R_2	R_3	R_4	R_7	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	b	b_1	b_2	b_3	d_1	Mass kg
375	230	120	30	450	800	85	365	180	115	2395	1750	435	800	735	120	180	335	814	140	145	900
625	305	160	40	645	1000	110	477,5	260	150	3100	2200	600	950	860	150	275	435	1117,5	160	190	1900
875	390	180	45	795	1100	120	595	290	150	3455	2400	720	1250	1100	180	300	520	1365	180	220	2900
1375	430	220	60	1040	1300	150	665	370	150	4495	3100	915	1500	1200	200	400	600	1695	210	265	5250
1750	470	250	70	1155	1400	190	745	420	150	4590	3150	1000	1540	1400	220	450	700	1915	240	300	7600

Märkus: Raadiused R_5 ja R_6 leitakse konstrueerimisel.

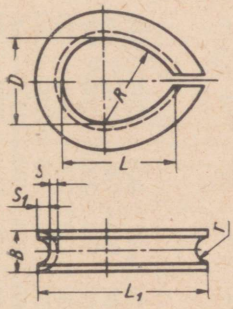
b. Kahepoolsed



Tõstevõime kN	H	h	h_1	B	B_1	B_2	b_1	b_2	b_3	d	d_1	O	R	R_1	R_2	R_3	h_2	a	Mass kg
1000	1300	500	550	270	150	170	460	200	1300	160	185	20	375	175	125	230	200	275	1200
1250	1410	540	600	300	180	200	500	230	1400	180	210	20	385	200	150	250	200	315	1600
1500	1525	575	650	330	210	230	540	250	1500	200	235	30	400	225	175	270	200	350	2200
2000	1810	665	800	330	210	230	630	300	1800	220	255	30	500	250	200	315	300	400	3200
2500	2085	800	900	360	240	250	710	350	2000	250	290	30	550	275	225	355	300	450	4400
3000	2315	850	1000	360	240	260	830	400	2250	300	350	50	650	275	225	400	350	475	5900
3500	2585	1000	1050	360	240	260	970	500	2600	320	370	50	750	300	250	485	400	550	6900

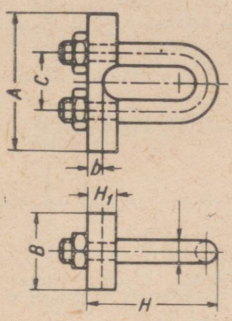
TROSSI SILMAD, KLAMBRID JA PUKSID (GOST 2224-43)

a. Silmad



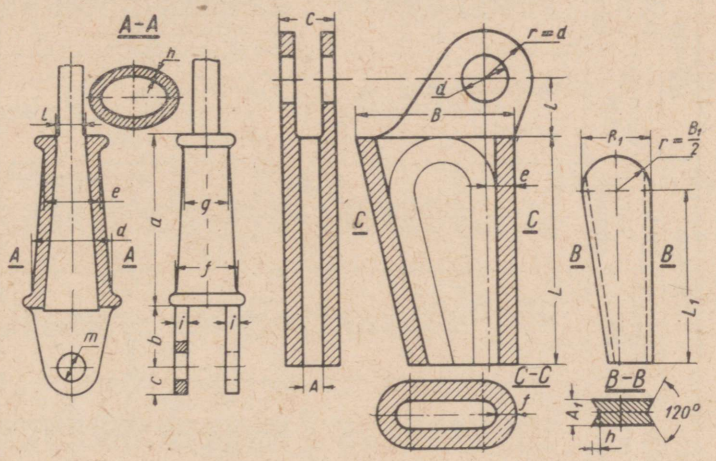
Trossi läbimõõt d_{tr} mm	D	L	R	B	L_1	r	S	S_1
3,6—3,9	10	15	13	7	24	2,5	2	2,5
3,9—4,7	14	20	16	8	31	3	3	3
4,7—5,5	18	25	20	9	38	3	3	3
5,5—6,6	22	30	24	10	45	4	4	4
6,6—7,8	26	35	26	12	52	5	4	5
7,8—9,5	30	45	38	14	65	6	4	6
9,5—11	35	50	39	16	73	6	5	6
11—13	40	55	40	20	82	7	6	7
13—15	45	65	52	23	98	8	7	8
15—17	50	70	54	25	106	9	8	9
17—18,5	55	80	65	27	122	10	9	10
18,5—20,5	60	90	76	29	137	11	10	12
20,5—22,5	65	100	87	32	152	12	10	13
22,5—24,5	70	110	99	34	166	13	11	14
24,5—26,5	80	120	102	36	177	14	11	15
26,5—28	90	130	103	40	190	15	12	6
28—30,5	95	140	115	42	205	16	12	18
32,5—34	105	155	127	48	230	18	14	20
36—39	115	170	140	54	250	21	15	22

b. Klambrid



Trossi läbimõõt mm	d_1	c	H	A	B	H_1	b
4,8	6	15	30	28	15	10	5
6,2	6	15	30	28	15	12	6
8,7	10	22	50	45	25	16	8
11	10	22	50	45	25	20	10
13	12	30	60	60	35	24	12
15	12	30	75	60	45	28	14
19,5	16	35	90	70	55	30	16
24	20	40	125	90	65	34	20
28	24	55	140	110	75	40	20
34,5	24	65	150	125	90	40	20
39	30	65	160	125	90	40	20

c. Kiilpuksid ja kiilud



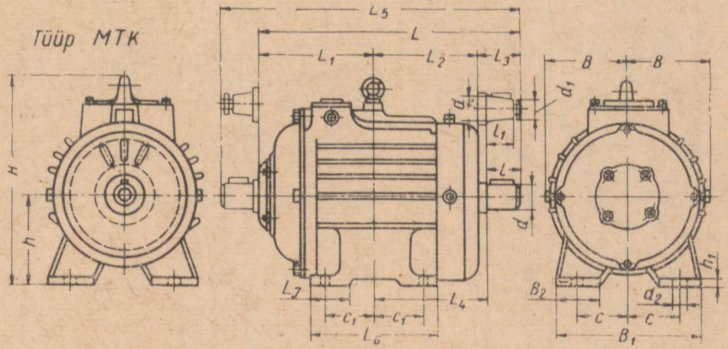
Trossi läbimõõt mm	A	B	L	c	f	d	l	e	A_1	B_1	L_1	h
10—12	14	85	120	34	10	25	30	16	12	36	90	3
12—14	16	95	130	36	10	30	40	17	14	40	100	3,5
14—17	20	105	140	44	12	35	50	20	18	42	110	4
17—20	22	115	160	46	12	40	60	22	20	47	125	5
20—23	26	135	180	56	15	45	70	26	24	54	140	6
23—26	28	150	200	58	15	50	80	28	26	60	160	7
26—30	32	170	220	68	18	50	90	32	30	68	175	8
30—35	38	195	250	82	22	60	100	39	36	78	200	9
35—40	42	230	280	92	25	70	110	44	40	90	225	10

VAHELDUVVOOLUMOOTORID

a. Tehniline karakteristika

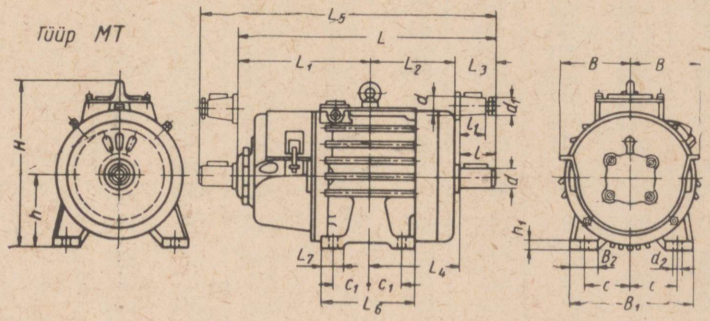
Suurus	Tüüp	*ПВ*-15%		*ПВ*-25%		*ПВ*-40%		Maksimaalse momendi kordne	Hoomoment Nm²	Mass kg
		Võimsus kW	Pöörete arv minutis	Võimsus kW	Pöörete arv minutis	Võimsus kW	Pöörete arv minutis			
1	MTK-11-6	2,7	837	2,2	883	1,8	910	2,6	1,6	80
	MTK-12-6	4	852	3,5	875	2,8	907	2,6	2,5	100
2	MTK-21-6	6,2	880	5	910	4,2	925	2,9	3,9	130
	MTK-22-6	9	880	7,5	905	6,3	922	3	5,5	153
3	MTK-31-6	13,5	896	11	920	9,5	930	3,2	10	205
	MTK-31-8	9,3	657	7,5	682	6,5	693	2,9	10	205
4	MTK-41-8	13,5	665	11	685	9,5	695	3	17,8	270
	MTK-42-8	19,5	667	16	685	13	700	3,1	26	335
5	MTK-51-8	26,5	625	22	692	17,5	705	2,8	42	415
	MTK-52-8	33,5	681	28	695	22	708	2,8	55	500
1	MT-11-6	2,7	885	2,2	885	1,8	910	2,3	1,7	90
	MT-12-6	4,2	885	3,5	910	2,5	940	2,5	2,7	109
2	MT-21-6	6,5	922	5	940	4,2	950	2,9	4,1	145
	MT-22-6	9,5	928	7,5	945	6,3	957	2,8	5,7	163
3	MT-31-6	13,2	944	11	953	8,8	962	3,1	10,5	218
	MT-31-8	9,3	688	7,5	702	6,3	712	2,6	10,5	218
4	MT-41-8	13,2	708	11	715	8,8	722	2,9	18,6	300
	MT-42-8	18	713	16	718	13	724	3	27	365
5	MT-51-8	26,5	716	22	723	17,5	728	3	44	435
	MT-52-8	36	720	30	725	23,5	730	3	57	510
6	MT-61-10	36	569	30	574	24	579	3,3	130	785
	MT-62-10	55	572	45	577	36	582	3,2	175	945
	MT-63-10	72	572	60	577	48	581	2,9	220	1100
7	MT-71-10	96	578	80	582	63	585	3,3	400	1500
	MT-72-10	120	581	100	584	80	587	3,3	480	1650
	MT-73-10	150	582	125	585	100	588	3,4	570	1850

b. MTK-tüüpi mootorite mõõtmed



Suurus	Tüüp	Võlli kuju	Võlli mõõtmed mm d	d_1	l	l_1	L	L_1	L_2	L_3	L_4
1	MTK-11-6	silindriline	35	—	80	—	470	182	202	86	208
	MTK-12-6	„	35	—	80	—	525	209,5	229,5	86	235,5
2	MTK-21-6	„	40	—	110	—	558	209,5	225	123,5	238,5
	MTK-22-6	„	40	—	110	—	611	236	251,5	123,5	265
3	MTK-31-6	„	50	—	110	—	650	254,5	276,5	119	285,5
	MTK-31-8	„	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	MTK-41-8	kooniline	65	2M42	140	105	691	258	276	157	293
	MTK-42-8	„	65	2M42	140	105	771	298	316	157	333
5	MTK-51-8	„	70	2M48	140	105	819	318	340,5	160,5	361
	MTK-52-8	„	70	2M48	140	105	899	358	380,5	160,5	401

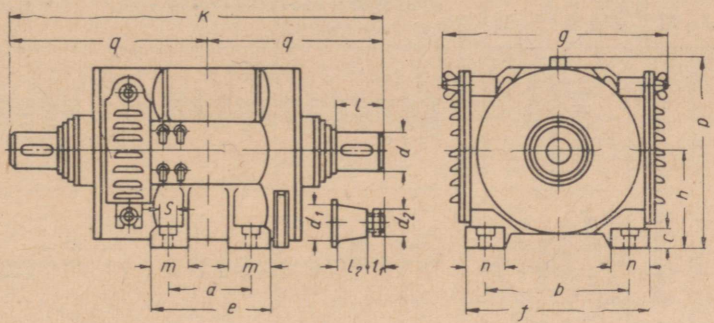
Suurus	Tüüp	Võlli kuju	L_5	B	H	h	L_6	B_1	L_7	B_2	h_1	C	C_1	d_2
1	MTK-11-6	silindriline	560	151	353	150	200	290	65	60	20	110	75	17
	MTK-12-6	„	615	151	353	150	255	290	65	60	20	110	102,5	17
2	MTK-21-6	„	675	172	395	170	242	320	70	65	20	125,5	95	22
	MTK-22-6	„	728	172	395	170	295	320	70	65	20	125,5	121,5	22
3	MTK-31-6	„	768	193	460	190	315	360	80	80	25	140	130	22
	MTK-31-8	„												
4	MTK-41-8	kooniline	844	230	528	225	290	440	90	90	30	165	110	26
	MTK-42-8	„	924	230	528	225	370	440	90	90	30	165	150	26
5	MTK-51-8	„	967	255	582	250	355	500	110	100	40	190	137,5	33
	MTK-52-8	„	1047	255	582	250	435	500	110	100	40	190	177,5	33



Suurus	Tüüp	Võlli kuju	Võlli mõõtmed mm d	d_1	l	l_1	L	L_1	L_2	L_3	L_4
1	MT-11-6	silindriline	35	—	80	—	592	334	202	86	208
	MT-12-6	„	45	—	80	—	647	331,5	229,5	86	235,5
2	MT-21-6	„	40	—	110	—	682	333,5	225	123,5	238,5
	MT-22-6	„	40	—	110	—	735	360	251,5	123,5	265
3	MT-31-6	„	50	—	110	—	766	370,5	276,5	119	285,5
	MT-31-8	„									
4	MT-41-8	kooniline	65	2M42	140	105	835	402	276	157	293
	MT-42-8	„	65	2M42	140	105	915	442	316	157	333
5	MT-51-8	„	70	2M48	140	105	975	475	340,5	160,5	361
	MT-52-8	„	70	2M48	140	105	1056	515	380,5	160,5	401

Suurus	Tüüp	Võlli kuju	Võlli mõõtmed mm d	d_1	l	l_1	L	L_1	L_2	L_3	L_4
6	MT-61-10	kooniline	90	2M60	170	130	1152	554	409	189	428,5
	MT-62-10	„	90	2M60	170	130	1252	694	459	189	478,5
	MT-63-10	„	90	2M60	170	130	1347	651	507	189	526
7	MT-71-10	„	110	2M80	210	165	1423	670	523	230	543
	MT-72-10	„	110	2M80	210	165	1493	705	558	230	578
	MT-73-10	„	110	2M80	210	165	1573	745	598	230	618

Suurus	Tüüp	Võlli kuju	L_5	B	H	h	L_6	B_1	L_7	B_2	h_1	C	C_1	d_2
1	MT-11-6	silindriline	628	151	353	150	200	290	65	60	20	110	75	17
	MT-12-6	„	737	151	353	150	255	290	65	60	20	110	102,5	17
2	MT-21-6	„	799	172	395	170	242	320	70	65	20	122,5	95	22
	MT-22-6	„	852	172	395	170	295	320	70	65	20	122,5	121,5	22
3	MT-31-6 / MT-31-8	„	884	193	460	190	315	360	80	80	25	140	130	22
4	MT-41-8	kooniline	988	230	528	225	290	440	90	90	30	165	110	26
	MT-42-8	„	1068	230	528	225	370	440	90	90	30	165	150	26
5	MT-51-8	„	1124	255	582	250	355	500	110	100	40	190	137,5	33
	MT-52-8	„	1204	255	582	250	435	500	110	100	40	190	177,5	33
6	MT-61-10	„	1335	320	764	315	446	650	120	120	50	260	172,5	39
	MT-62-10	„	1435	320	764	315	546	650	120	120	50	260	225,5	39
	MT-63-10	„	1530	320	764	315	640	650	120	120	50	260	270	39
7	MT-71-10	„	1645	383	923	400	580	790	155	145	55	320	220	46
	MT-72-10	„	1715	383	923	400	650	790	155	145	55	320	255	46
	MT-73-10	„	1795	383	923	400	730	790	155	145	55	320	295	46



Suurus	Tüüp	ПВ-15%		ПВ-25%		ПВ-40%		Hoomoment Nm²	Mass kg
		Võimsus kW	Pöörete arv minutis	Võimsus kW	Pöörete arv minutis	Võimsus kW	Pöörete arv minutis		
1	МП-11	1,8	840	1,6	930	1,25	1100	1,5	107
	МП-12	5,5	680	2,5	1000	2,0	1020	2	132
2	МП-22	8	650	4,5	880	3,5	980	6,2	205
3	МП-31	11	645	6,5	750	5	885	10	280
	МП-32	13	600	9	750	7	840	12,2	340
4	МП-41	15	545	12,5	630	9,5	700	31	480
	МП-42	21	535	17	630	12,5	725	38	570

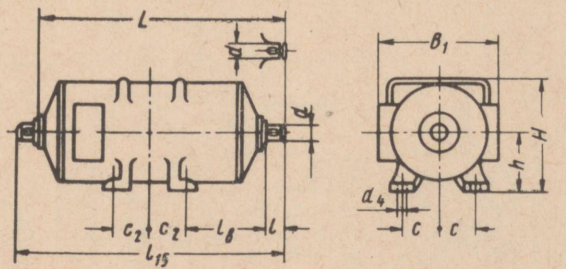
Põhimõõtmed

Suurus	Tüüp	*k*	*q*	q_1	*h*	p_1	*g*	*e*	*f*	m_1	*n*
1	МП-11	590	260	330	160	315	350	230	350	70	70
	МП-12	640	285	355	160	315	350	280	350	70	70
2	МП-22	760	355,5	404,5	180	360	420	290	380	75	80
3	МП-31	800	365,5	434,5	225	450	505	275	480	85	90
	МП-32	855	938	457	225	450	505	330	480	85	90
4	МП-41	1100	484	616	250	498	560	350	530	100	100
	МП-42	1195	514	681	250	498	560	410	530	100	100

Suurus	Tüüp	*c*	*a*	*b*	*S*	*l*	*d*
1	МП-11	20	170	280	17	60	28
	МП-12	20	220	280	17	60	28
2	МП-22	25	230	300	17	70	32
3	МП-31	30	215	390	24	90	40
	МП-32	30	270	390	24	90	40
4	МП-41	35	270	430	29	140	—
	МП-42	35	330	430	29	140	—

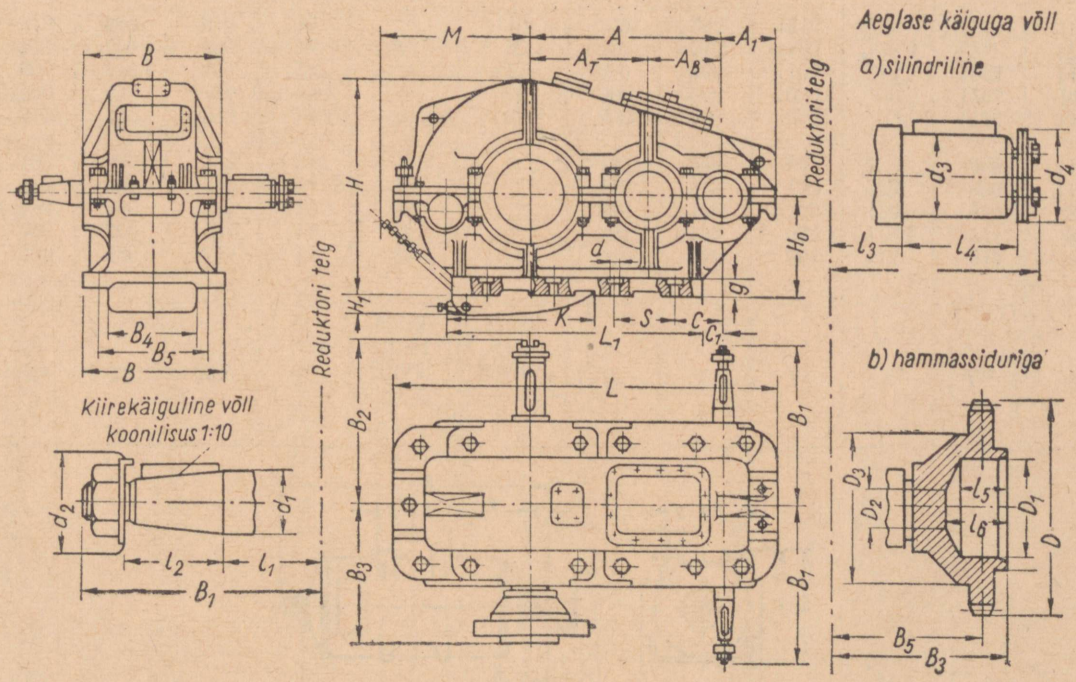
Mootori tähis	Elektrimootori nominaalne võimsus ja pöörete arv								Maksimaalselt lubatav pöörete arv minutis
	järjestikku ergutusel		kompaund ergutusel		haruvoolu ergutusel stabiliseeritud mähisega		haruvoolu ergutusel		
	kinnised $ПВ = 25\%$, läbipuhutavad $ПВ = 100\%$ kW	kinnised ja läbipuhutavad p/min	kinnised $ПВ = 25\%$, läbipuhutavad $ПВ = 100\%$ kW	kinnised ja läbipuhutavad p/min	kinnised $ПВ = 25\%$, läbipuhutavad $ПВ = 100\%$ kW	kinnised ja läbipuhutavad p/min	kinnised $ПВ = 25\%$, läbipuhutavad $ПВ = 100\%$ kW	kinnised ja läbipuhutavad p/min	
Aeglase käiguga									
12	3	960	3	1160	3	1150	3	1200	3300
21	4,5	900	4,5	1080	4,5	1020	4,5	1050	3200
22	6	850	6	1050	6	1090	6	1130	3000
31	8,5	770	8,5	860	8,5	830	8,5	870	2600
32	12	670	12	800	12	760	12	790	2500
41	17	630	16	720	16	690	16	710	2200
42	23	600	21	675	21	640	21	660	2100
52	33	630	32	760	32	730	32	760	2100
62	50	520	46	610	46	610	46	625	1800
72	75	470	70	540	67	570	67	590	1600
82	106	425	100	490	95	480	95	500	1500
92	150	405	140	450	135	460	135	470	1500
102	224	400	—	—	—	—	—	—	1400
112	300	400	—	—	—	—	—	—	1400
Kiire käiguga									
21	5,5	1200	5,5	1470	5,5	1420	5,5	1460	3200
22	8	1200	8	1400	8	1490	8	1555	3000
31	12	1100	12	1310	12	1350	12	1410	2600
32	17	1000	16	1140	16	1180	16	1230	2500
41	23	970	23	1120	22	1100	22	1160	2200
42	32	900	32	1000	29	1020	29	1040	2100
52	42	850	42	970	38	980	38	1020	2100

METALLURGIATÖÖSTUSE JA KRAANADE ALALISVOOLUMOOTORID



Mootori mark	B_1	$2C_1$	$2C_2$	d_4	d		H	h	L	L_8	L_{15}	l	Mass kg mitte enam
					silindrilisel võllil	koonilisel võllil							
12	350	220	280	17	28	—	315	160	561	115	644	60	130
21	420	300	194	17	35	—	365	180	665	170,5	774	80	198
22	420	300	239	17	35	—	365	180	710	170,5	819	80	224
31	480	390	250	24	50	—	445	225	752	173	896	110	307
32	480	390	329	24	50	—	445	225	822	173	966	110	364
41	560	430	299	29	—	65	500	250	945	209	1120	140	541
42	560	430	384	29	—	65	500	250	1030	209	1205	140	645
52	600	480	430	29	—	75	560	280	1106	214,5	1284	140	895
62	735	560	890	32	—	90	640	315	1305	138,5	1507	170	1482
72	815	660	940	39	—	110	720	355	1515	200	1759	210	2132
82	915	740	1154	46	—	130	815	400	1695	153,5	1962	250	3224
92	1015	810	1314	46	—	140	907	450	1802	122,5	2059	250	4316

REDUKTORID, TÜÜP PM (põhimõõtmed)



Reduktori tüüp	A	A_B	A_T	L	A_1	B	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	H_0	H	L_1	c_1	q	Poldi avad				H_1	K	M	Mass kg
																	c	arv	s	d				
PM-250	250	100	150	540	101	230	200	238,5	174,5	—	190	160	324	345	28	20	60	4	235	17	—	—	245	102
PM-350	350	150	200	730	132	290	260	268,5	214	—	250	200	400	470	40	25	100	4	310	17	—	—	280	172
PM-400	400	150	250	826	133	310	270	325,5	234	—	270	250	495	490	80	25	110	4	370	17	—	—	375	250
PM-500	500	200	300	986	148	350	330	345,5	270	—	310	300	592	620	80	25	130	6	240	17	—	—	420	345
PM-650	650	250	400	1278	183	470	430	452	342	318	410	320	697	830	85	35	160	8	215	25	95	495	460	878
PM-750	750	300	450	1448	207	510	450	472	362	362	430	320	745	1025	55	35	155	8	275	25	130	620	525	1130

Võllide mõõtmed

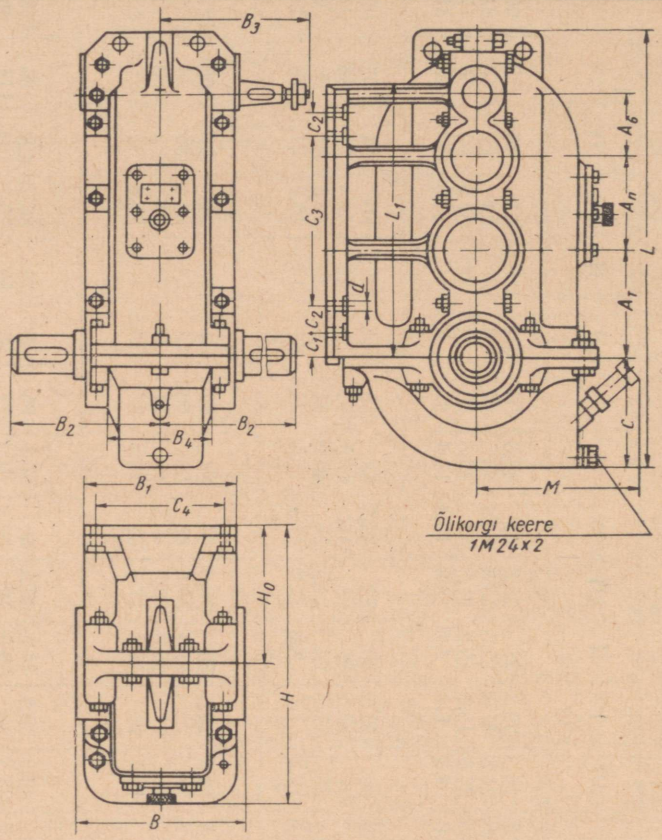
Reduktori tüüp	Vedav võll				Veetav võll														
					silindriline				hammassiduriga										
	d_1	d_2	l_1	l_2	d_3	d_4	l_3	l_4	m	z	D	D_1	D_2	D_3	E	B_6	b	l_5	l_6
PM-250	30	55	120	60	55	65	135	85	3	40	126	72	35	95	—	154,5	20	35	50
PM-350	40	75	150	85	55	65	165	85	3	48	150	90	40	110	16	189,5	25	45	60
PM-400	40	75	160	85	80	90	180	125	3	56	174	90	40	135	16	207,5	25	45	60
PM-500	50	85	220	85	80	90	200	125	4	56	232	120	40	170	16	238,5	35	50	75
PM-650	60	110	290	108	110	130	265	165	6	56	348	170	45	260	16	310	40	68	95
PM-750	60	110	310	108	110	130	285	165	6	56	348	170	45	260	16	330	40	68	95

Märkus: m ja z on siduri hammaste arv ja moodul.

PM-TÜÜPI REDUKTORI ARVUTUSLIK VÕIMSUS

Sisseneva võlli pöörete arv minutis	Töörežiim *IIB%*	PM-250						PM-350						PM-400					
		I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
600	15	1,2	1,4	1,8	2,5	2,9	3,6	2,8	3,4	4,7	6,2	6,9	9,3	4,5	5,8	6,3	10	10,7	11,9
	25	1	1,2	1,6	2,2	2,5	3,1	2,4	2,9	4,1	5,4	6	8,1	3,9	5	5,5	8,1	9,3	10,4
	40	0,85	1	1,4	1,9	2,1	2,6	2,1	2,5	3,4	4,6	5,1	6,9	3,3	5,3	4,7	6,9	7,9	8,8
	100	0,35	0,4	0,55	0,75	0,85	1,4	0,85	0,95	1,2	1,6	1,8	2,7	1,6	1,9	2,5	3,4	3,9	5,3
750	15	1,5	1,7	2,2	3,1	3,6	4	3,5	4,1	5,8	7,5	8,2	11,2	5,2	6,6	7,6	10,4	12	13,2
	25	1,3	1,5	1,9	2,7	3,1	3,5	3	3,6	5	6,5	7,1	9,7	4,5	5,7	6,6	9,1	10,4	11,5
	40	1,1	1,3	1,6	2,3	2,6	3	2,6	3,1	4,3	5,5	6,1	8,3	3,8	4,9	5,6	7,7	8,9	9,8
	100	0,4	0,5	0,7	0,9	1	1,4	0,95	1,1	1,5	2	2,3	3,4	1,9	2,2	3,1	4,2	4,8	6,7
1000	15	1,8	2,4	2,6	3,6	4	4,6	4,6	5,5	7,5	9,6	10,5	13,9	5,8	8	9,1	12,2	13,5	15,4
	25	1,6	2,1	2,3	3,1	3,5	4	4	4,8	6,5	8,3	9,2	12,1	5	7	7,9	10,6	11,7	13,4
	40	1,4	1,8	2	2,6	3	3,4	3,5	4	5,5	7,1	7,8	10,3	4,3	5,9	6,7	9	9,5	11,4
	100	0,55	0,65	0,9	1,2	1,4	2	1,25	1,5	2	2,7	3,1	4,6	2,5	3	4,1	5,6	6,4	8,5
1500	15	2,4	2,9	3,1	4,3	5,1	5,5	6,6	7,8	10,7	13	14,8	18,1	8	9,8	10,7	14,9	16,3	18,8
	25	2,1	2,5	2,7	3,7	4,4	4,8	5,8	6,8	9,3	11,3	12,9	15,7	7	8,6	9,4	13	14,7	16,4
	40	1,8	2,1	2,3	3,1	3,7	4,1	4,9	5,8	7,9	9,6	11	13,4	5,9	7,3	8	11	12,5	13,9
	100	0,8	0,95	1,35	1,8	2	3	1,9	2,3	3,0	4,1	4,6	6,9	2,7	4,5	6,2	8,5	9,7	12,7

Siseneva võlli pöörete arv minutis	Töörežiim *ПВ%*	PM-500						PM-650						PM-750					
		I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI
600	15	9,3	11,1	14,8	21	22,5	28	20,5	26	29,5	42	48,5	55	32	38,5	51	70	78	96
	25	8,1	9,7	12,9	17,6	19,8	24,5	17,9	22,5	25,5	36,5	42	47,5	28	33,5	44	61	68	84
	40	6,9	8,2	10,9	15	16,8	20,5	15,2	19,2	21,5	31	35,5	40	23,5	28,5	37,5	52	58	71
	100	2,8	3,2	4,3	5,8	6,6	9,3	6,7	7,7	10,3	13,8	15,8	22	9,5	11	14,5	19,5	22,5	31,5
750	15	11,6	13,8	17,4	24,5	27,5	31	23,5	30	33	47,5	55	60	40	47,5	60	84	95	107
	25	10,1	12	15,1	21	24	27	20,5	26	29	41	47,5	53	34,5	41	52	73	83	93
	40	8,6	10,2	12,8	18,1	20,4	23	17,4	22	24,5	35	40,5	44,5	29,5	35	44,5	62	70	79
	100	3,3	3,8	5,4	7,3	8,3	11,5	7,7	9,2	12,8	17,4	19,5	27,5	11	13,1	18,2	24,5	28	39
1000	15	14,6	18,1	24	28	31,5	35,5	28,5	36	40,5	55	64	69	51	62	72	97	108	122
	25	12,7	15,7	18,1	24,5	27,5	31	25	31,5	35,5	48	56	60	44	54	63	85	94	106
	40	10,8	13,4	15,4	20,5	23	26	21	26,5	30	40,5	47	51	37	46	53	72	80	90
	100	4,3	5,2	7,2	9,7	11	15,4	10,1	12,3	17	23	26,5	37	14,5	17,5	23,8	35	37,5	52
1500	15	18,8	23	26	37	40	43,5	36,5	44,5	48,5	69	80,5	85	65	79	86	120	135	150
	25	16,3	20	22,5	32	34,5	38	32	38,5	42	60	70	74	56	69	75	104	118	130
	40	13,9	17	19,2	27	29	32	27	33	36	51	60	63	48	59	63	89	100	111
	100	6,4	7,8	10,8	14,6	16,6	23	15,2	18,4	25,5	34,5	39,5	50	21,5	26,5	36,5	49	56	71



Reduktori tüüp	Võllide vahekaugused mm			Gabariitmõõtmed mm					c	L_1	B_1	c_1	B_4	H_0	M
				Kere			Võlli otsad								
	A_b	A_n	A_T	B	H	L	B_2	B_3							
BK-350	90	130	130	225	330	575	180	197,5	125	280	220	50	131	160	235
BK-400	105	165	130	245	405	665	230	207,9	160	407	240	50	151	200	245
BK-475	105	210	160	255	478	790	255	242,5	200	482	250	50	165	240	325
BK-550	140	220	190	285	508	880	285	257,5	215	557	280	50	195	255	345

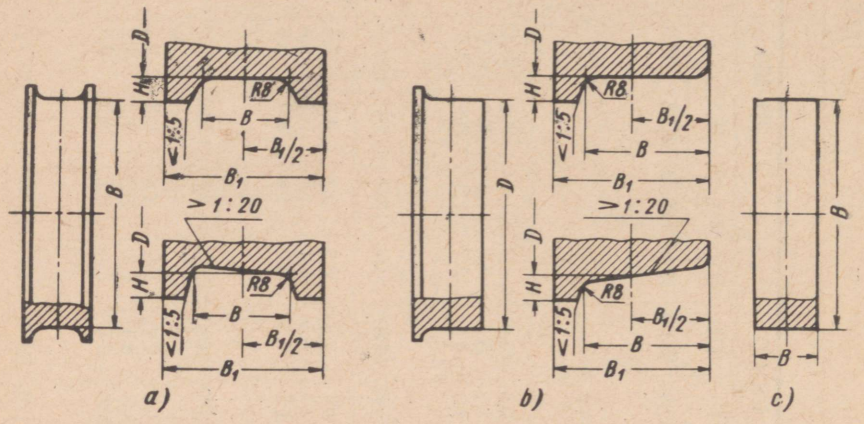
Kinnituspoltide paigutus ja avad mm					Väljuvate võllide mõõtmed mm												Õlimaht l	Mass kg
arv	vahekaugus			läbimõõt d	Kiire käiguga võll							Aeglase käiguga võll						
	c_2	c_3	c_4		l_1	l_2	l_3	d_1	t_1	b_1	d_2	l_4	l_5	d_3	t_2	b_2		
4	—	185	185	17	117,5	60	20	30	16,5	8	55	125	55	35	38,5	10	0,75	122
6	155	—	205	17	127,5	60	20	30	16,5	8	55	145	85	55	60	16	1,5	158
8	80	200	215	17	132,5	85	25	40	21,5	12	75	150	105	65	70,5	18	2,0	215
8	70	320	245	17	347,5	85	25	40	21,5	12	75	170	115	80	87	24	2,5	285

REDUKTORID, TÜÜP BK

Tehniline karakteristika

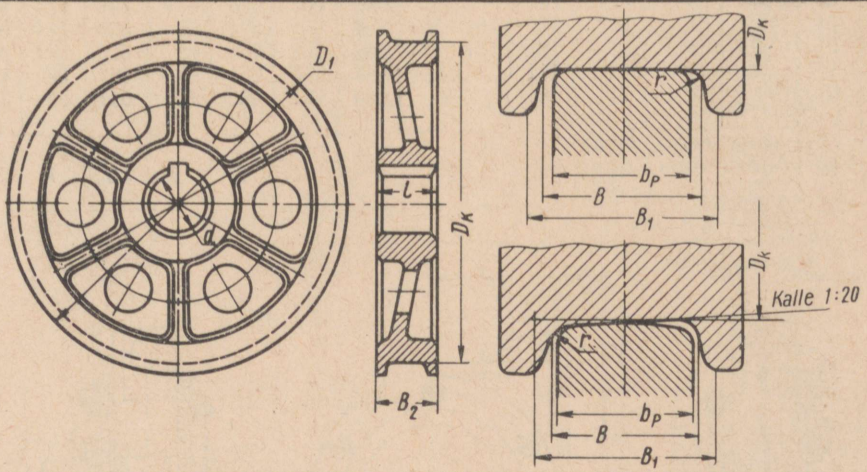
Reduktorid		BK-350				BK-400				BK-475				BK-550			
Kujundus		I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Ülekande arv		49,49	30,56	14,67	10,69	85,39	41,23	21,0	15,95	109,61	59,92	29,06	19,68	126,78	68,28	38,9	17,72
n_1 p/min	Töörežiim *PB%*	Reduktori käitamisvõimsus kW															
600	*PB* = 15%	0,8	1,31	2,6	3,4	1,1	2,2	4,1	5,4	1,4	2,8	6,0	7,0	1,7	3,2	6,4	11,5
	PB = 25%	0,7	1,1	2,2	3,0	0,9	1,9	3,6	4,7	1,2	2,4	5,2	6,1	1,5	2,8	5,6	10,0
	PB = 40%	0,6	1,0	1,9	2,5	0,8	1,6	3,0	4,0	1,0	2,0	4,4	5,2	1,3	2,3	4,7	8,6
	Moment väljuval võllil Nm	1640	1618	1560	1524	4762	4700	4560	4200	7880	7520	6480	5460	11340	11200	10900	9200
750	*PB* = 15%	1,0	1,6	3,2	3,9	1,4	2,7	5,1	6,6	1,8	3,4	7,4	8,2	2,1	4,0	7,6	14,2
	PB = 25%	0,9	1,4	2,8	3,4	1,2	2,4	4,4	5,7	1,5	3,0	6,5	7,1	1,9	3,4	6,6	12,3
	PB = 40%	0,75	1,2	2,3	2,9	1,0	2,0	3,8	4,9	1,3	2,5	5,5	6,0	1,6	2,9	5,6	10,5
	Moment väljuval võllil Nm	1630	1602	1540	1490	4746	4660	4480	4000	7800	7380	6280	5150	11 280	11 100	10 750	8600
1000	*PB* = 15%	1,3	2,1	4,0	4,7	1,8	3,6	6,7	8,4	2,3	4,4	9,2	9,6	2,8	5,2	9,4	18,4
	PB = 25%	1,2	1,8	3,5	4,0	1,5	3,1	5,8	7,3	2,0	3,8	8,1	8,3	2,5	4,5	8,2	16,0
	PB = 40%	1,0	1,6	3,0	3,4	1,3	2,6	4,9	6,2	1,7	3,2	6,9	7,1	2,1	3,9	6,9	13,6
	Moment väljuval võllil Nm	1618	1584	1490	1436	4720	4600	4360	3740	7680	7120	5940	4700	11 220	11 000	10 500	7760

KRAANA RATTAD (GOST 3569-60)



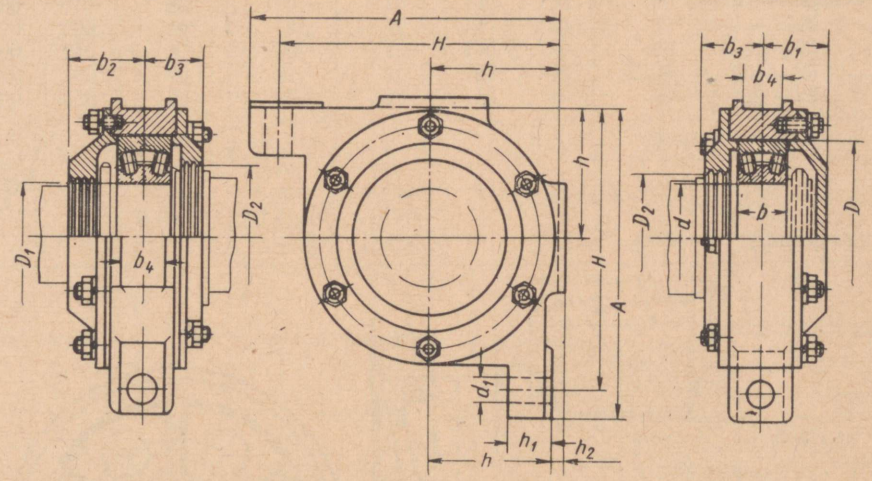
D	B silind-riline	B kooni-line	B_1	H
a. Kahepoolse äärisega				
160	40	—	70	15
200	50	—	80	
	60	—	90	
250	60	—	100	20
	70	—	110	
320	60	70	100	
	70	80	110	
	80	90	120	
400	80	90	130	25
	90	100	140	
	100	110	150	
500	100	110	150	
	110	120	160	
	130	140	180	
560	100	110	150	
	110	120	160	
	130	140	180	
630	100	110	150	
	110	120	160	
	130	140	180	
710	100	110	150	30
	110	120	160	
	130	140	180	
	150	160	200	
800	110	120	170	40
	130	140	190	
	150	160	210	
	170	180	230	
900	130	140	190	
	150	160	210	
	170	180	230	
1000	150	160	210	
	170	180	230	
b. Ühepoolse äärisega				
160	55	55	70	15
200	65	65	80	
250	70	70	90	20
320	80	80	100	
400	105	105	130	25
500	125	125	150	

D	B
c. Ilma ääriseta	
320	100
400	120
500	
560	
630	
710	
800	130
900	140
1000	160



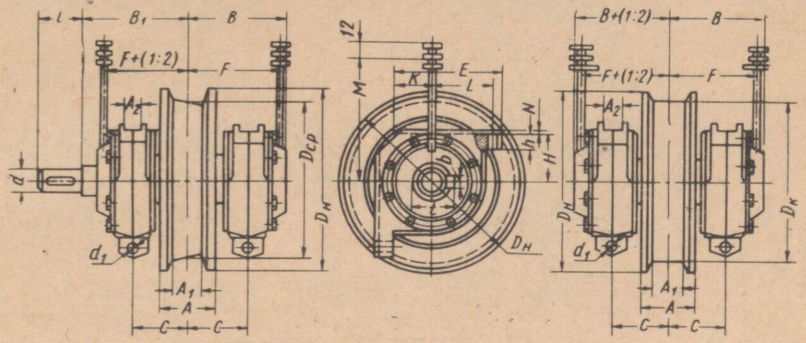
Sõiduratastе tüüpmõõt		$D_k = D_{cp}$	D_1	B mitte enam kui	B_1 mitte enam kui	r mitte enam kui	d	B_2	Tasase peaga roopa laius b_p mm	Ümardatud peaga roopa laius b_p mm	Rõhk roopale kN mitte enam kui	Mass kg
vankril	sillal								mitte enam kui			
250	—	250	275	60	63	10	70	90	50	52	30	22
350	—	350	380	60	63	10	95	100	50	52	100	40
—	500	500	540	95	100	15	140	130	60	60	150	120
550	—	550	590	70	74	15	140	120	50	54	180	115
—	600	600	640	95	100	15	140	130	60	60	200	145
—	700	700	750	100	105	15	140	140	70	70	250	225
800	800	800	850	105	110	15	140	150	80	70	350	275
—	900	900	950	105	110	15	180	160	90	70	500	430

ELEKTRILISTE SILDKRAANADE RATASTE PUKSID



Puksi-tüüp-mõõt	Laager					Kere													
	GOST	Tähis	d	D	b	h	H	A	D_1	D_2	b_1 mitte enam	b_2 mitte enam	b_3 mitte enam	h_2	b_4	h_1	d_1	Mass kg
60/130	8338-57	312	60	130	31	85	180	205	53	81	45	50	40	5	30	22	18	10
90/160	5721-57	3518	90	160	40	105	225	255	81	111	55	70	55	5	40	25	22	23
130/230	5721-57	3526	130	230	64	150	335	380	111—121	161	75	85	65	10	50	50	32	60
130/280	5721-57	3626	130	280	98	185	400	455	121—161	181	80	95	80	10	70	60	38	115
170/360	5721-57	3634	170	360	120	230	490	550	161	201	100	115	95	10	100	70	38	220

UNIVERSAALSED KRAANARATTAD

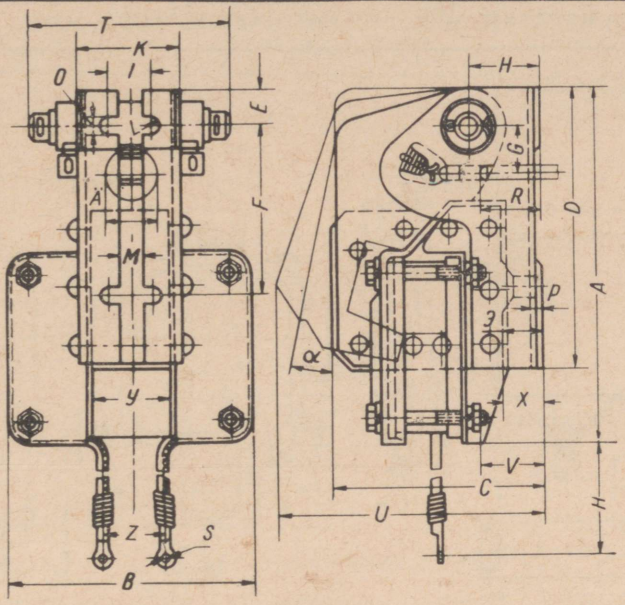


Ratas	A	A_1	B	B_1	C	$D_{cp} = D_k$	D_n	E	F	A_2	Laagri tähis	Sõlme mass kg
КУ200	80	50	125	160	75	200	230	130	114,5	30	1609	36
КУ300	90	60	148	185	90	300	330	205	137	30	3614	84
КУ400	110	70	177	235	110	400	440	245	164,5	50	3618	174
КУ500	150	100	226	285	145	500	550	315	216	50	3622	386
КУ600	150	100	230	325	145	600	650	360	218,5	50	3626	505
КУ700	160	110	230	325	145	700	750	360	218,5	50	3626	547
КУ800	160	110	275	385	175	800	850	410	260	80	3630	816
КУ900	170	120	280	380	175	900	950	435	265	80	3634	975

Ratas	H	K	L	M	N	d	l	b	t	h	d_1
КУ200	65	32	85	190	4	35	55	10	39	20	13
КУ300	100	60	125	215	4	55	85	16	60	30	17
КУ400	120	70	150	333	6	65	105	18	70,5	40	25
КУ500	155	100	185	356	6	80	115	24	87	50	25
КУ600	175	115	210	482	6	95	125	28	103	60	32
КУ700	175	115	210	482	6	95	125	28	103	60	32
КУ800	205	125	245	500	8	110	165	32	119	65	32
КУ900	225	130	265	531	8	110	165	32	119	65	32

Ratas	КУ 200				КУ 300				КУ 400				КУ 500			
Töörežiim *ПВ%*	15	25	40	60	15	25	40	60	15	25	40	60	15	25	40	60
Ratta joonkiirus m/min	Lubatav koormus kN															
10	38,0	33,0	28,0	23,5	91,0	79,0	67,2	55,3	163	142	121	99,5	340	295	251	203
20	31,1	27,0	22,9	18,9	88,0	76,5	65,0	53,5	158	137	116	96,0	306	266	226	186
30	26,4	23,0	19.5	16,1	85,6	74,6	63,3	52,2	152	132	112	92,5	280	243	206	170
50	22,4	19,5	16,6	13,7	80,5	70,0	59,5	49,0	139	121	103	84,8	240	209	178	146
75	20,7	18,0	15,3	12,6	74,5	65,0	55,3	45,5	127	110	93,5	77,0	210	183	155	128
100	18,4	16,0	13,6	11,2	70,2	61,0	51,8	42,7	119	103	87,5	72,0	194	169	141	118
125	17,2	15,0	12,8	10,5	65,5	57,0	48,4	40	113	98	83,5	68,5	183	159	135	111
150	16,7	14,0	12,3	10,2	62,1	54,0	45,8	37,8	105	91	77,5	63,8	173	150	127	105
200	14,4	12 5	10,6	8,8	54,0	47,0	40,0	33,0	93	81	69	56,7	158	137	116	96
250	12,7	11,0	9,4	7,7	47,2	41,0	35,0	28,7	87,4	76	64,5	53,3	147	128	89,8	109

Ratas	КУ 600				КУ 700				КУ 800				КУ 900			
Töörežiim *ПВ%*	15	25	40	60	15	25	40	60	15	25	40	60	15	25	40	60
Ratta joonkiirus m/min	Lubatav koormus kN															
10	422	367	312	256	475	413	351	290	610	530	450	370	728	632	537	443
20	408	355	302	248	475	413	351	290	610	530	450	370	700	608	517	426
30	393	342	290	240	425	370	314	258	574	499	424	350	680	590	500	413
50	348	303	258	212	362	315	268	220	493	429	365	300	642	558	475	391
75	307	267	227	187	318	277	236	194	431	375	319	262	620	539	458	377
100	280	244	207	171	293	255	216	178	394	342	290	240	562	488	415	342
125	262	228	194	160	274	238	202	167	369	320	272	224	526	457	388	320
150	248	216	184	151	258	225	191	157	348	303	258	212	496	432	366	302
200	226	197	167	138	238	207	176	145	320	277	235	194	448	389	330	277
250	213	185	157	129	218	190	162	133	297	258	220	181	404	351	298	246



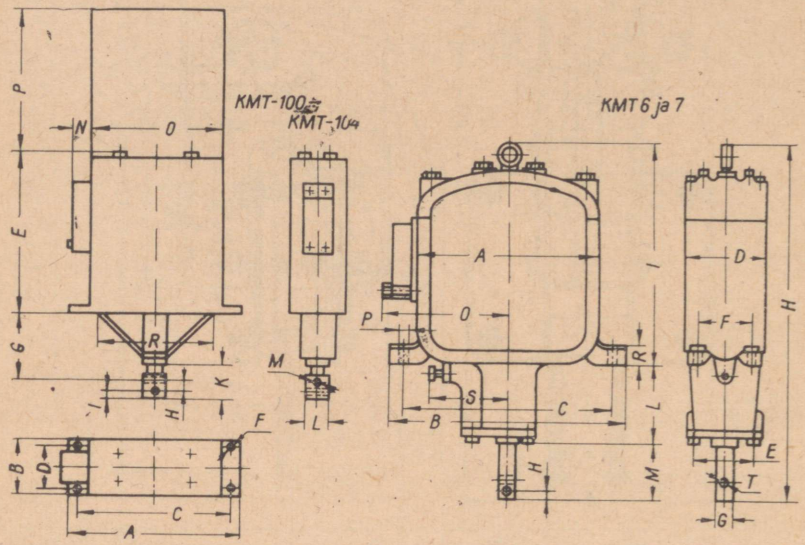
Elektro-magneti tähis	Ankru pöörde-nurk kraadi	Elektromagneti moment Nm		Ankru käik mm	Ankru massi moment Nm	Elektro-magneti mass kg
		ПВ=25÷40%	*ПВ*=100%			
MO-200A	3	40	20	2	—	14
MO-300A	3,5	100	40	3	—	34
MO-100Б	7,5	5,5	3	3	0,5	4,4
MO-200Б	5,5	40	20	3,8	3,6	16,5
MO-300Б	5,5	100	40	4,4	9,2	70,0

Gabariitmõõtmed

Elektro-magneti tähis	*A*	*C*	*B*	*D*	*F*	*E*	*G*	*H*	*I*	*K*	*L*	*M*
MO-100Б	182	107	130	143	85	18	22	37	30	58	4,5	14
MO-200Б	297	174	177	235	140	27	40	74	38	80	6,5	16
MO-300Б	337	227	243	310	224	40	46	104	54	110	8,5	17
MO-200A	275	159	161	222	140	20	40	39	42	76	7	18
MO-300A	347	211	216	284	224	23	46	515	58	103	9	23

Elektro-magneti tähis	*N*	*O*	*R*	*P*	*S*	*T*	*Y*	*V*	*X*	*U*	*Z*	*Ä*
MO-100Б	100	9	32	7	5,5	102	44	31	16	128	30	—
MO-200Б	135	13	50	9	5,5	133	60	50	27	205	40	—
MO-300Б	150	17	90	10	7	184	85	54	30	270	50	27
MO-200A	285	14	31	4	6	133	60	60	27	180	30	5
MO-300A	435	18	43,5	5	9	172	85	78	30	240	30	5

KOLMEFAASILISED PIDURMAGNETID, TÜÜP KMT



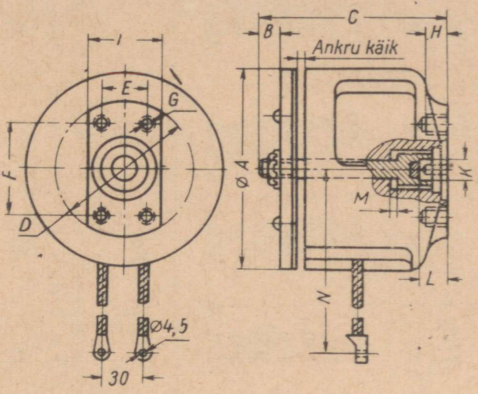
Parameetrid	Elektromagnetid								
	KMT-100	KMT-101	KMT-102	KMT-103	KMT-3A	KMT-104	KMT-4A	KMT-6	KMT-7
Tõmbejõud N . . .	80	100	200	350	350	700	700	1150	1400
Südamiku suurim käik mm	20	40	50	50	50	50	50	60	80
Südamiku mass kg .	2	2,8	4,5	9,7	11,2	19,8	24,5	33	42
Elektromagneti mass kg	9	14	22	36	36	67	67	183	213

Gabariitmõõtmed

Elektro-magnet	*A*	*C*	*B*	*D*	*F*	*E*	*G*	*H*	*I*	*K*	*L*	*M*	*N*	*O*	*R*	*P*	*S*	*T*
KMT-100	224	220	100	60	9	267	85	10	10	40	20	8	57	196	—	200	—	—
KMT-101	300	274	120	74	9	235	85	10	10	40	20	8	57	248	—	228	—	—
KMT-102	340	310	140	96	11	288	95	15	12	57	25	10	57	270	—	272	—	—
KMT-103	375	346	140	100	14	340	96	20	15	68	30	14	57	310	—	320	—	—
KMT-104	490	450	170	130	17	430	148	20	20	83	40	16	53	410	365	412	—	—
KMT-6	520	580	640	220	160	206	50	868	568	—	180	120	30	345	50	22	165	20
KMT-7	520	580	640	220	160	206	50	979	658	—	201	120	30	345	50	22	165	20

PIDURMAGNETID, TÜÜP MП

Šunteeritud



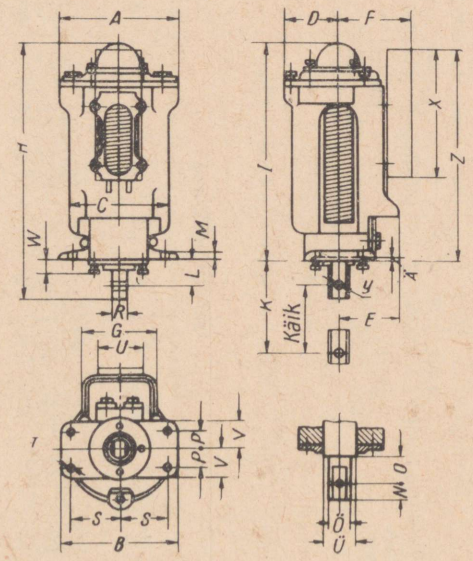
Elektro-magnet	Ankru käik mm	Tõmbe-jõud N *ПВ%* juures		Voolutugevus A *ПВ%* juures		Lisa-takistuse tüüp pingele 440 V	Lisa-takistuse mass kg	Elektro-magneti mass kg
		25	40	25	40			
МП-100	2	250	200	0,7	0,45	Ст. 4	3,7	5
МП-200	3	2000	800	1,2	0,8	Ст. 4	3,7	14
МП-300	4	2150	1800	2,3	1,4	Ст. 8	6,5	33

Järjestikku

Elektro-magnet	Ankru käik mm	Tõmbejõud N 60% I_{nom} juures, tõukejõud N 25% I_{nom} juures, kui *ПВ%*			Tõmbejõud N 40% I_{nom} juures, tõukejõud N 18% I_{nom} juures, kui *ПВ%*			Elektro-magneti mass kg
		15	25	40	15	25	40	
МП-300	3	2500	2000	1600	1700	1300	1050	36

Gabariitmõõtmed

Elektro-magnet	*A*	*C*	*B*	*D*	*F*	*E*	*G*	*H*	*I*	*K*	*L*	*M*	*N*
МП-100	118	118	10	80	44	30	M8	14	54	12	18	5	200
МП-200	168	148	14	120	80	37	M12	20	68	14	30	7	300
МП-300	220	198	20	146	92	58	M16	25	—	20	42	8	425



Šunteeritud

Elektro-magnet	Ankru käik mm	Ankru mass kg	Tõmbejõud koos ankru massiga N *ПВ%* juures		Võimsuse kulu W *ПВ%* juures		Mass kg
			25	40	25	40	
KMП-1	20	0,7	65	45	200	140	9
KMП-2	40	1,5	115	80	350	220	15
KMП-3	60	2,8	190	140	560	330	27
KMП-4	80	7,0	370	300	760	500	45
KMП-5	100	12,3	520	400	1100	700	90
KMП-6	120	23,5	1000	720	1600	950	150
KMП-7	150	52,0	1300	1000	2150	1200	230

Järjestikku

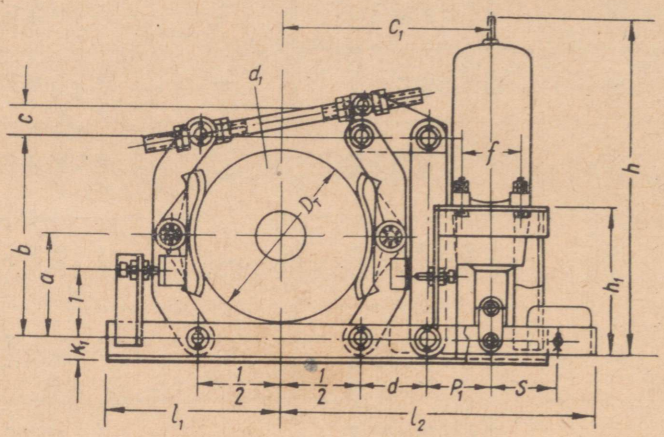
Elektromagnet	60% nominaalvoolu korral *ПВ%* juures			40% nominaalvoolu korral *ПВ%* juures		
	15	25	40	15	25	40
	Tõmbejõud N					
KMП-4	480	370	300	320	200	120
KMП-5	650	520	400	450	300	190
KMП-6	1000	800	550	630	400	250
KMП-7	1350	1150	850	950	600	—

Gabariitmõõtmed

Elektro-magnet	Ankru käik mm	*A*	*C*	*B*	*D*	*F*	*E*	*G*	*H*	*I*	*K*	*L*	*M*	*N*
КМП-1	20	110	106	114	60	—	97	98	243	211	47	17	10	30
КМП-2	40	135	130	130	75	—	108	102	291	256	57,5	17,5	13	40
КМП-3	60	160	154	170	88	139	112	124	358	317	81	21	16	60
КМП-4	80	192	186	224	104	155	120	124	430	380	105	25	20	25
КМП-5	100	235	224	280	122	176	156	162	517	459	133	33	25	25
КМП-6	120	270	262	330	143	187	171	162	592	519	163	43	30	30
КМП-7	150	340	328	400	180	226	198	186	697	604	213	63	35	40

Elektro-magnet	*O*	*R*	*P*	*S*	*T*	*Y*	*F*	*X*	*Z*	*U*	*W*	*Ä*	*Ö*	*Ü*
КМП-1	15	15	16	28	43	10	8	—	—	—	20	—	—	—
КМП-2	17,5	17,5	16	35	52	12	10	—	—	—	22	—	—	—
КМП-3	20	20	20	45	60	15	10	95	240	358	25	—	—	—
КМП-4	25	25	30	90	15	14	55	240	330	95	20	8	50	65
КМП-5	25	30	35	110	18	16	70	240	398	95	20	8	60	80
КМП-6	35	34	45	130	21	20	85	240	421	95	23	10	70	105
КМП-7	40	36	50	160	25	20	110	240	457	95	33	10	70	140

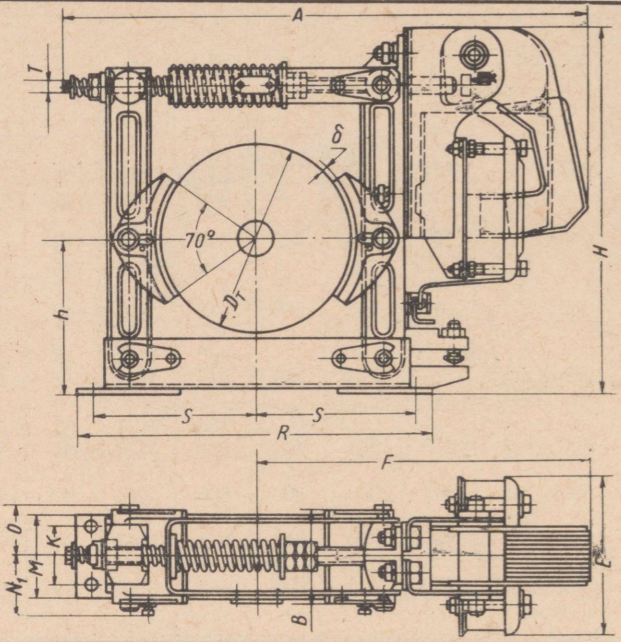
УРАЛМАШЗАВОД VASTUKAALUGA PAKKPIDURID



Piduri nr.	$D_T \times B_T$ mm	Pidur-moment Nm	Elektromagnet		Vastukaalu mass kg		Piduri ja magneti mass kg
			tüüp	mass kg	magneti asetusel		
					piki hooba	hoovaga 90° all	
1	200×70	62	KMT-101	14	1,8	1,8	39
2	250×90	80		14	1,8	1,8	44
3		130	KMT-102	22	3,8	3,8	57
		160		22	6	6	57
4	300×90	200		22	6	6	64
5		300	KMT-103	36	8	8	81
6	400×120	400		36	8	8	106
7		690	KMT-104	67	12	12	144
		820		67	18	18	144
8	500×120	950		67	12	14	182
9		1500	KMT-6	183	23	18	325
10	500×200	2000		183	18	29	406
		2350		183	29	29	406
11	600×200	3300	KMT-7	213	29	35	461
12	700×250	4200		213	35	40	511

Piduri Nr.	$D_T \times B_T$	a	b	L	C_1	d_1	C	f	h
1	200×70	150	300	160	270	M16	34	74	433
2					295	M16	34	74	433
3	250×90	165	330	210	325	M16	40	96	518
4					350	M16	40	96	518
5	300×90	180	360	260	350	M16	40	100	518
6					435	M20	48	100	586
7	400×120	210	420	360	435	M20	48	130	758
8					530	M24	85	130	748
9	500×120	270	540	470	530	M24	85	160	1046
10	500×200	300	600	460	600	M30	80	160	1031
11	600×200	350	700	544	642	M30	80	160	1151
12	750×250	350	700	650	695	M30	80	160	1161

Piduri Nr.	$D_T \times B_T$	h_1	i	k_1	l_1	l_2	d	P_1	S
1	200×70	198	110	30	180	390	100	90	80
2		198	115	30	220	415	100	90	80
3	250×90	230	115	35	220	500	115	105	110
4		230	120	35	250	525	115	105	110
5	300×90	246	120	35	250	525	115	105	110
6		246	125	40	360	635	130	125	125
7	400×120	328	125	40	360	635	130	125	125
8		318	130	50	450	745	145	150	140
9	500×120	478	130	50	450	745	145	150	140
10	500×200	463	170	55	450	865	200	170	175
11	600×200	493	200	55	520	907	200	170	175
12	750×250	503	220	65	560	960	200	170	175



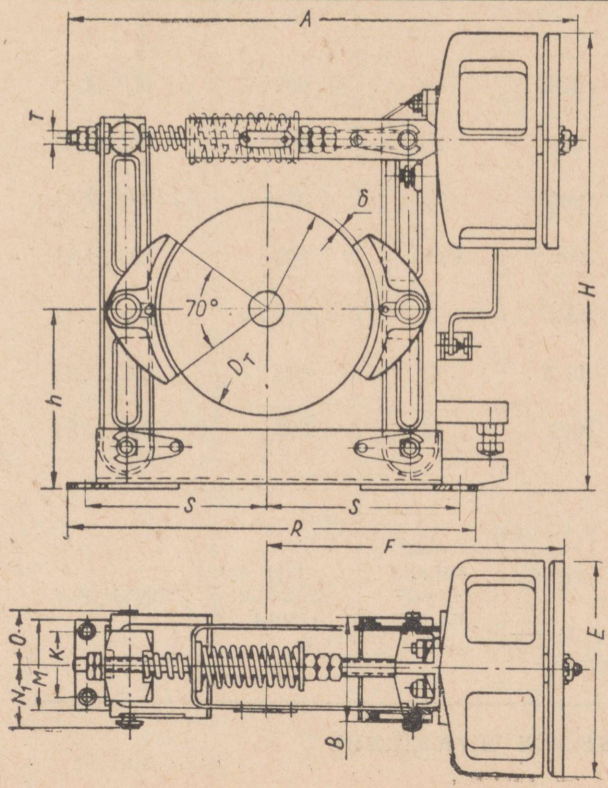
Piduri tähis	Pidurmoment *ПВ%* juures		Pindsurve N/m²	Paku eemaldumine mm	Pidurmagneti moment *ПВ%* juures		Tõukuri käik mm	Piduri mass kg
	20 ja 40	100			25 ja 40	100		
TKT-100	20	10	$1{,}2 \cdot 10^5$	0,4—0,6	5,5	3	2,0—3,0	10,5
TKT-200/100	40	20	$0{,}9 \cdot 10^5$	0,4—0,6	5,5	3	2,0—3,0	23,7
TKT-200	160	80	$1{,}8 \cdot 10^5$	0,5—0,8	40	20	2,5—3,8	33,2
TKT-300/200	240	120	$0{,}8 \cdot 10^5$	0,5—0,8	40	20	2,5—3,8	65,7
TKT-300	500	200	$1{,}7 \cdot 10^5$	0,7—1,0	100	40	3,0—4,4	87,8

Gabariitmõõtmed

Piduri tähis	*A*	*B*	D_T	*E*	*F*	*H*	*K*	*M*
TKT-100	366	70	100	130	223	250	40	65
TKT-200/100	497	90	200	130	290	400	60	90
TKT-200	575	90	200	177	367	415	60	90
TKT-300/200	718	140	300	177	428	547	80	120
TKT-300	783	140	300	243	493	570	80	120

Piduri tähis	N_1	*O*	*R*	*S*	*T*	*δ*	*h*
TKT-100	46	37	325	110	8×8	4	100
TKT-200/100	55	47	430	175	11×11	6	170
TKT-200	55	47	430	175	11×11	6	170
TKT-300/200	79	72	540	250	14×14	8	240
TKT-300	81	72	540	250	14×14	8	240

ВНИИПТМАШ KONSTRUKTSIOONIGA PAKKPIDURID ALALISVOOLU PIDURMAGNETIGA МП



Piduri mark	Pidurmoment Nm ПВ% juures		Pindsurve N/m²	Pidurmoment Nm ПВ% juures		Paku eemaldumine mm	Ankru käik mm	Piduri mass kg
	25	40		25	0			
ТКП-100	20	17	$1{,}4 \cdot 10^5$	2,5	2	0,4—0,6	2,0—3,0	12,0
ТКП-200/100	40	32	$0{,}5 \cdot 10^5$	2,5	2	0,4—0,6	2,0—3,0	25,2
ТКП-200	160	130	$2{,}0 \cdot 10^5$	10	8	0,5—0,8	2,5—3,6	34,2
ТКП-300/200	240	200	$0{,}9 \cdot 10^5$	10	8	0,5—0,8	2,5—3,6	66,6
ТКП-300	500	440	$1{,}9 \cdot 10^5$	21,5	18	0,7—1,0	3,0—4,5	85,8

Gabariitmõõtmed

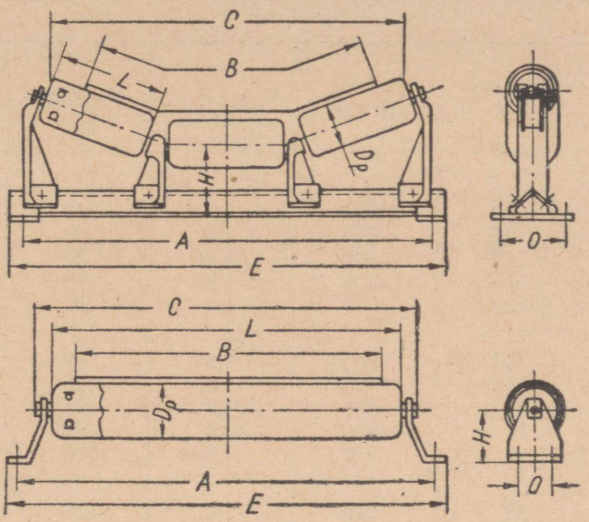
Piduri mark	A	B	D	E	F	H	K	M
ТКП-100	356	70	100	118	213	259	40	65
ТКП-200/100	487	90	200	118	280	400	60	90
ТКП-200	518	90	200	168	310	424	60	90
ТКП-300/200	661	140	300	168	371	564	80	120
ТКП-300	711	140	300	220	421	590	80	120

Piduri mark	N_1	O	R	S	T	δ	h
ТКП-100	46	37	325	110	8×8	4	100
ТКП-200/100	55	47	430	175	11×11	6	170
ТКП-200	55	47	430	175	11×11	6	170
ТКП-300/200	81	72	540	250	14×14	8	240
ТКП-300	81	72	540	250	14×14	8	240

ВНИИПТМАШ KONSTRUKTSIOONIGA PIDURID, TÜÜP ТКТГ

Piduri tähis	Pidur-moment Nm	Paku suurim eemal-dumine mm	Vedrujõud N		Ved-rude arv	Tõukur				Mass kg
			seadis-tatav	maksi-maalne		Tüüp	Tõmbe-jõud N	Seadis-tatav käik mm	Maksi-maalne käik mm	
ТКТГ-200	300	1	640	930	1	Т-25	250	22	40	49
ТКТГ-300	800	1,5	1240	1390	1	Т-45	450	30	50	100
ТКТГ-400	1 500	1,5	840	1000	2	Т-75	750	30	80	178
ТКТГ-500	2 500	1,63	880	1000	2	Т-75	750	50	80	248
ТКТГ-600	5 000	1,75	2260	2890	2	Т-160	1600	35	140	434
ТКТГ-700	8 000	1,8	1920	2890	2	Т-160	1600	55	140	605
ТКТГ-800	12 500	2,1	2200	2890	2	Т-160	1600	90	140	840

RULLTOED



B	A	C	D_p	E	H	L	O
			Ühe rulliga				
500	720	630	108	760	100	600	60
650	870	780	108	910	100	750	60
800	1070	980	108	1110	100	950	60
	1100	990	159	1150	130	950	60
1000	1300	1190	159	1350	130	1150	80
1200	1550	1440	159	1600	130	1400	80
			Kolme rulliga				
500	720	580	108	760	150	195	130
650	870	720	108	910	150	245	130
800	1070	910	108	1110	150	310	130
	1100	910	159	1150	200	310	170
1000	1300	1120	159	1350	200	380	170
1200	1550	1340	159	1610	200	460	200

Rulli läbimõõt ja tugede mass

	500	650	800	1000	1200	1400
Rulli läbimõõt mm	108	108	108	159	159	159
Kolme rulliga toe mass kg	12,3	13,8	16,4	29,3	31,0	34,0
Ühe rulliga toe mass kg	7,5	10,2	12,5	21,6	25,2	29,0

ASÜNKROON-ELEKTRIMOOTORID

1. Asünkroon-elektrimootorite põhikujundus. Kinnised. Kere ja äärikud malmist. Lühisrootor.

Mootori seeria	Võimsus kW	Pöörete arv min	M_{max}/M_{nom}	Mass kg	Hoomoment Nm²
A31-6	0,4	935	1,9	18	0,13
A32-6	0,6	930	1,9	24	0,19
A41-6	1,0	930	1,8	34	0,4
A42-6	1,7	930	1,8	42	0,6
A51-6	2,8	950	1,8	72	1,7
A52-6	4,5	950	1,8	93	2,5
A61-6	7,0	970	1,8	115	3,6
A62-6	10	970	1,8	135	4,8
A71-6	14	970	1,8	195	1,5
A72-6	20	970	1,8	220	19
A81-6	28	975	1,8	350	32
A82-6	40	975	1,8	395	41
A91-6	55	980	1,8	575	70
A92-6	75	980	1,8	645	92
A61-8	4,5	730	1,7	115	7
A62-8	7,0	730	1,7	135	9
A71-8	10	730	1,7	195	15
A72-8	14	730	1,7	220	19
A81-8	20	730	1,7	345	32
A82-8	28	730	1,7	390	41
A91-8	40	730	1,7	580	70
A92-8	55	730	1,7	640	92
AO31-6	0,4	935	1,9	21	0,15
AO32-6	0,6	930	1,9	27	0,21
AO41-6	1,0	930	1,8	37	0,48
AO42-6	1,7	930	1,8	45	0,67
AO51-6	2,8	950	1,8	76	2,0
AO52-6	4,5	950	1,8	98	2,8
AO62-6	7,0	980	2,2	150	6,0
AO63-6	10	980	2,2	180	7,5
AO72-6	14	980	2,2	265	23
AO73-6	20	975	2,2	300	30

Mootori seeria	Võimsus kW	Pöörete arv min	M_{max}/M_{nom}	Mass kg	Hoomoment Nm²
AO82-6	28	980	2,2	470	44
AO83-6	40	980	2,2	530	57
AO93-6	55	985	2,2	770	101
AO94-6	75	985	2,2	855	136
AO62-8	4,5	735	2,0	150	10
AO63-8	7,0	735	2,0	175	13
AO72-8	10	730	2,0	265	23
AO73-8	14	730	2,0	300	30
AO82-8	20	735	2,0	465	44
AO83-8	28	735	2,0	525	57
AO93-8	40	735	2,0	765	101
AO94-8	55	735	2,0	845	136
AK51-6	1,7	905	2,0	82	1,9
AK52-6	2,8	920	2,0	103	2,6
AK60-6	4,5	900	1,8	125	7,5
AK61-6	7	940	2,0	155	9,5
AK62-6	10	940	2,0	155	11
AK71-6	14	950	2,0	230	17
AK72-6	20	950	2,0	255	21
AK81-6	28	965	2,0	390	37
AK82-6	40	965	2,2	435	46
AK91-6	55	970	2,4	645	108
AK92-6	75	970	2,4	710	135
AK61-8	4,5	690	1,9	135	9,5
AK62-8	7	700	1,9	150	11
AK71-8	10	700	1,9	230	16
AK72-8	14	700	1,9	250	20
AK81-8	20	710	1,9	380	35
AK82-8	28	710	1,9	425	44
AK91-8	40	720	1,9	630	104
AK92-8	55	720	1,9	700	130

Ülekande arv	10,35			12,64			14,06		
Reduktori tüüp	Vedava võlli pöörete arv								
	750	1000	1500	750	1000	1500	750	1000	1500
	Võimsus kW								
ЦДШ-350	6,6	8,8	13,2	5,4	7,2	10,7	4,9	6,5	9,6
ЦДШ-400	12,7	17,1	25,8	10,4	14,0	21,0	9,4	12,6	18,8
ЦДШ-500	22,2	29,4	43,9	18,3	24,2	36,2	16,4	21,8	32,6
ЦДШ-650	52,5	69,0	102,0	42,9	57,2	84,0	38,6	51,3	75,3
ЦДШ-850	103,0	—	—	84,5	111,0	—	76,0	100,0	—
ЦДШ-1000	173,0	—	—	145,5	—	—	130,3	—	—

Ülekande arv	15,75			20,49			23,34		
Reduktori tüüp	Vedava võlli pöörete arv								
	750	1000	1500	750	1000	1500	750	1000	1500
	Võimsus kW								
ЦДШ-350	4,3	5,8	8,6	3,2	4,2	6,3	2,8	3,7	5,5
ЦДШ-400	8,4	11,2	16,9	6,1	8,1	12,2	5,4	7,1	10,7
ЦДШ-500	14,6	19,5	29,0	10,4	13,9	21,0	9,4	12,2	18,4
ЦДШ-650	34,4	45,7	68,9	25,0	33,4	49,6	22,0	29,4	43,8
ЦДШ-850	67,6	90,0	—	48,9	65,0	—	43,0	57,5	85,0
ЦДШ-1000	116,8	158,5	—	84,6	113,0	—	74,5	99,5	—

Ülekande arv	26,91			31,50			40,17		
Reduktori tüüp	Vedava võlli pöörete arv								
	750	1000	1500	750	1000	1500	750	1000	1500
	Võimsus kW								
ЦДШ-350	2,4	3,2	4,8	2,1	2,7	4,1	1,5	2,0	2,9
ЦДШ-400	4,6	6,2	9,3	4,0	5,3	7,9	2,8	3,8	5,7
ЦДШ-500	8,7	10,6	16,0	6,8	9,1	13,6	4,9	6,5	9,8
ЦДШ-650	19,0	25,5	37,9	16,3	21,8	32,4	11,8	15,7	23,2
ЦДШ-850	37,4	49,7	73,6	31,8	42,5	62,8	22,9	30,5	45,7
ЦДШ-1000	64,5	86,0	—	55,0	73,5	109,0	39,8	52,8	78,5

KOLMEASTMELISED REDUKTORID

Ülekande arv	55,5			62,8			71,9		
Reduktori tüüp	Vedava võlli pöörete arv								
	750	1000	1500	750	1000	1500	750	1000	1500
	Võimsus kW								
ЦТШ-650	4,1	5,5	8,3	3,5	4,6	6,9	3,0	4,0	6,0
ЦТШ-800	9,9	13,1	19,7	8,15	10,9	16,3	7,15	9,55	4,2
ЦТШ-1100	19,2	25,6	38,4	16,0	21,3	—	13,9	18,5	—
ЦТШ-1250	33,0	44,0	66,0	27,4	36,7	—	24,0	32,0	—

Ülekande arv	78,9			96,4			120		
Reduktori tüüp	Vedava võlli pöörete arv								
	750	1000	1500	750	1000	1500	750	1000	1500
	Võimsus kW								
ЦТШ-650	2,7	3,7	5,5	2,2	3,0	4,5	2,0	2,4	3,6
ЦТШ-800	6,5	8,7	13,0	5,3	7,1	10,5	4,5	5,7	8,5
ЦТШ-1100	12,7	16,9	25,4	10,4	13,9	20,8	8,75	11,1	16,8
ЦТШ-1250	21,8	29,2	—	17,8	23,9	—	15,0	19,1	28,8

LINTELEVAATORID

Elevaatori tähis	Lossimise moodus	Koppade paigutus	Kopa tüüp		Kopa laius mm	Kopa maht l	Koppade samm mm	Lindi liikumise kiirus m/s	Tootlikkus m³/t	Lindi laius mm	Vedava rulli pikkus mm
ЭЛГ-135	Tsentrifugaalne	Suurendatud sammuga	Silindrilise põhjaga	sügav	135	0,75	300	1,0—1,6	5—9	140	165
ЭЛГ-160					160	1,1	300		8—13	200	250
ЭЛГ-200					200	2,0	300		14—23	250	300
ЭЛГ-250					250	3,2	400		17—28	300	350
ЭЛГ-350					350	7,8	500		34—54	400	450
ЭЛГ-450					450	14,5	600		52—84	500	550
ЭЛМ-160				madal	160	0,65	300	1,0—1,6	3—5	200	250
ЭЛМ-200					200	1,1	300		5—8	250	300
ЭЛМ-250					250	2,6	400		9—15	300	350
ЭЛМ-350					350	7,0	500		20—32	400	450
ЭЛМ-450					450	15,0	600		36—58	500	550
ЭЛО-160	Isevoolu teel	Vähendatud sammuga	Kandiline, külgmiste juhtpindadega		160	1,5	160	0,4—0,63	5—8	200	250
ЭЛО-250					250	3,6	200		9—14	300	350
ЭЛО-350					350	7,8	250		15—22	400	450
ЭЛО-450					450	16,3	320		26—40	500	550
ЭЛО-600					600	34,4	400		43—67	650	700

KETTELEVAATORID

Elevaatori tähis	Kettide arv	Lossimise moodus	Koppade paigutus	Kopa tüüp		Kopa laius mm	Kopa maht l	Koppade samm mm	Keti liikumise kiirus m/s	Tootlikkus m³/t	Keti samm mm
ЭЦГ-160	Ühe ketiga	Tsentrifugaalne	Suurendatud sammuga	Silindrilise põhjaga	sügav	160	1,1	300	0,8—1,25	6—10	100
ЭЦГ-200						200	2,0	300		12—18	100
ЭЦГ-250						250	3,2	400		22—34	100 või 200
ЭЦГ-350						350	7,8	500		38—60	125 või 250
ЭЦМ-160					madal	160	0,65	300	0,8—1,25	5—7	100
ЭЦМ-200						200	1,1	300		6—10	100
ЭЦМ-250						250	2,6	400		12—18	100 või 200
ЭЦМ-350						350	7,0	500		23—36	125 või 250
ЭЦО-160	Kahe ketiga	Isevoolu teel	Vähendatud sammuga	Kandiline, külgmiste juhtpindadega		160	1,5	160	0,32—0,5	7—10	160
ЭЦО-250						250	3,6	200		12—20	200
ЭЦО-350						350	7,8	250		15—24	250
Э2ЦО-450						450	16,0	320	0,32—0,5	25—38	160 või 320
Э2ЦО-600						600	34,0	400		39—61	200 või 400
Э2ЦО-750						750	67,0	500		62—96	250 või 500
Э2ЦО-900						900	130,0	630		100—160	630

KASUTATUD KIRJANDUS

1. Айзен А. М., Гелеев Г. М., Карповцев А. Н. Справочник по расчету цепных передач. М., Машгиз, 1962.
2. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. Машгиз, М., 1958.
3. Богданов Е. С., Петухов П. З. Тормозные устройства кранов. М., Машгиз, 1952.
4. Букштейн М. А. Стальные канаты. М., Металлургиздат, 1961.
5. Васильев Н. В. Внутрифабричный транспорт и складское хозяйство обогатительных фабрик М., Госгортехиздат, 1963.
6. Госгортехнадзор СССР. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М., Металлургиздат, 1959.
7. Гурфинкель М. А., Сорокин С. Ф., Уликовский Л. Г. Транспортные и погрузочно-разгрузочные машины в химической промышленности. М., Машгиз, 1960.
8. Дьячков В. К. Машины непрерывного транспорта, М., Машгиз, 1961.
9. Евневич А. В. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. М., Машгиз, 1962.
10. Коробов В. М., Соколова А. Д. Грузоподъемные машины и такелаж. М., Госстройиздат, 1958.
11. Мазель Ю. С., Поляков А. Г. Грузозахватные приспособления. М., Машгиз, 1959.
12. Павлов Н. Г. Примеры расчетов кранов. М., Машгиз, 1961.
13. Парницкий А. Б., Шабашов А. П. Мостовые краны общего назначения. М., Машгиз, 1962.
14. Руденко Н. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., Машгиз, 1963.
15. Справочник по кранам. М., Машгиз, т. 1 и 2, 1962, т. 3, 1963.

SISUKORD

Sissejuhatus 3

1. peatükk. PERIOODILISE TÖÖVIISIGA TÕSTE-TRANSPORT-MASINAD 7

1. Tõstemasinate elemendid 10
Painduvad tõste- ja veoelemendid 10
Plokid ja trumlid 19
Lasti haaramise seadmed 33
Küsimused ja ülesanded 55
2. Ajamid 56
Käsiajamid 56
Mehaanilised ajamid 62
Kraana roopad ja sõidurattad 70
Küsimused ja ülesanded 77
3. Tõkestid ja pidurid 77
Pakkpidurid 84
Lintpidurid 103
Tsentrifugaalpidurid 117
Lasti mõjul töötavad pidurid 121
Küsimused ja ülesanded 128
4. Lihtsad tõstemehhanismid 128
Küsimused ja ülesanded 153
5. Pöördkraanad 154
Pöörleva sambaga statsionaarsed pöördkraanad 154
Seisva sambaga statsionaarsed pöördkraanad 160
Erilise konstruktsiooniga pöördkraanad 164
Küsimused ja ülesanded 172
6. Sildkraanad 172
Käsiajamiga sildkraanad 172
Elektriajamiga sildkraanad 174
Küsimused ja ülesanded 182

2. peatükk. PIDEVA TÖÖVIISIGA TRANSPORTSEADMED 183

7. Painduva veoelemendiga transportseadmed 183
Lintkonveierid 183
Küsimused ja ülesanded 212
Plaatkonveierid 212
Küsimused ja ülesanded 221
Kraapkonveierid 221
Küsimused ja ülesanded 230
Elevaatorid 230
Küsimused ja ülesanded 245
8. Painduva veoelemendita transportseadmed 246
Tigukonveierid 246
Küsimused ja ülesanded 252
Võnkekonveierid 252
Küsimused ja ülesanded 259
9. Rippuvad trossteed 259
Küsimused ja ülesanded 270
10. Pneumaatilised ja hüdraulilised transportseadmed 270
Küsimused ja ülesanded 281
Lisad 283
Kasutatud kirjandus 335

78 kop.

A-28463

TÜ RAAMATUKOGU
1 0300 00411507 9