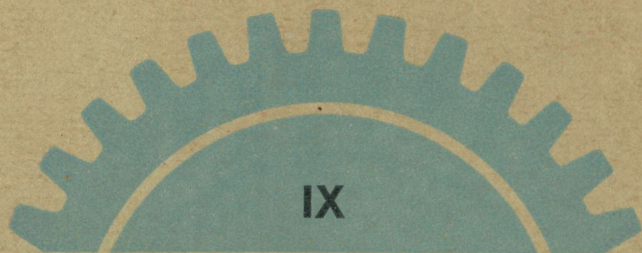


A-18534 II

# MASINA-ELEMENDID

E. SOONVALDI  
TOIMETUSEL



E. SOONVALD

HÕÖRDAJAMID JA VARIATORID



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS



A-18534π

ÜLDTOIMETAJA  
E. SOONVALD  
STALINI PREEMIA LAUREAAT

# MASINA-ELEMENDID

## IX

E. SOONVALD

HÕÕRDAJAMID JA VARIAATORID



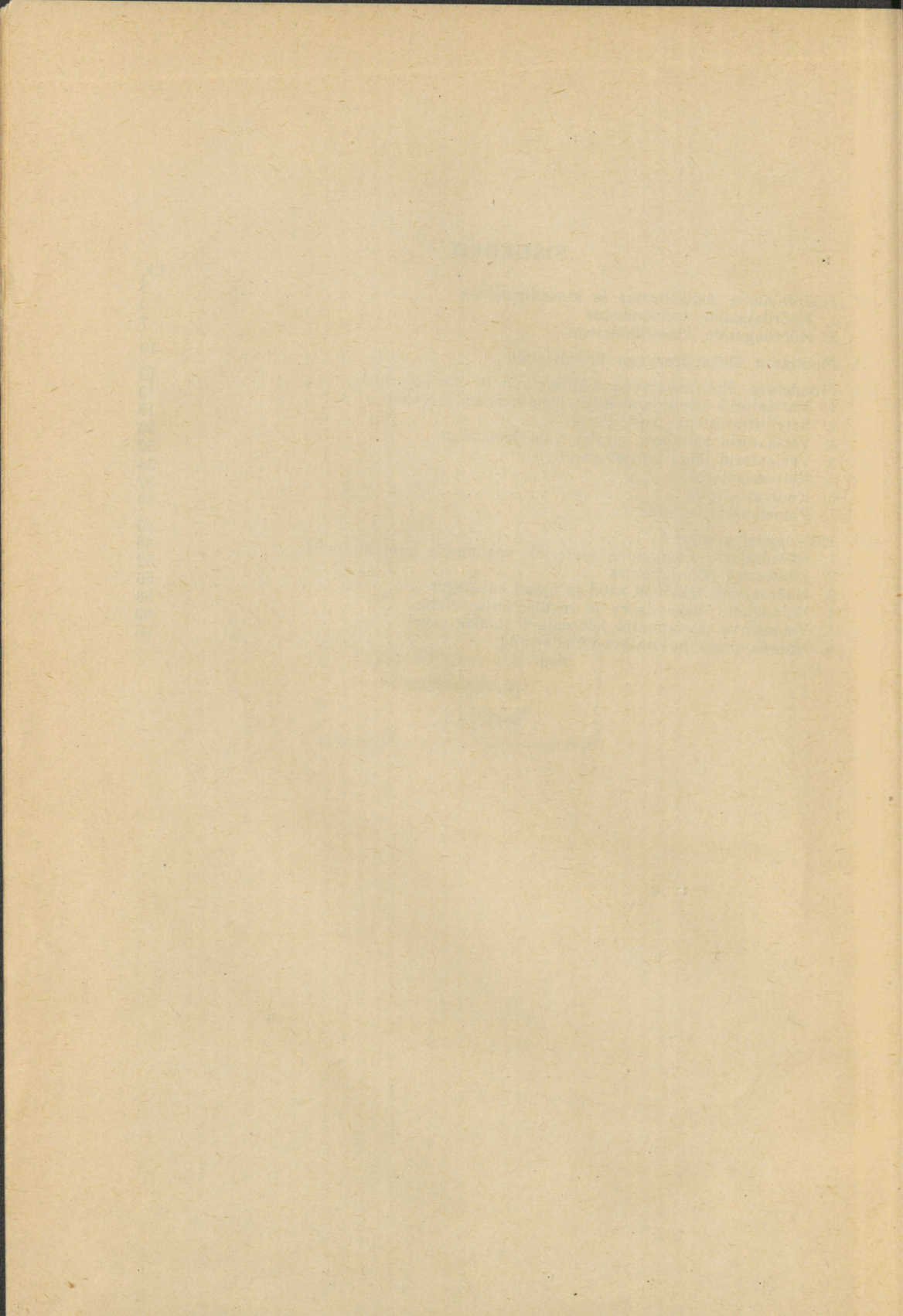
EESTI RIIKLIK KIRJASTUS  
TALLINN 1953

2 ✓

Tartu Riikliku Ollkook  
Raamatukogu  
21149

## SISUKORD

	Lk.
I. Hõõrdajamite iseloomustus ja klassifikatsioon . . . . .	5
1. Hõõrdajamite iseloomustus . . . . .	5
2. Hõõrdajamite klassifikatsioon . . . . .	7
II. Muutmatu ülekandearvuga hõõrdajamid . . . . .	10
III. Muudetava ülekandearvuga hõõrdajamid — variaatorid . . . . .	13
1. Variaatorid otsese kontaktiga kahe hõõrdratta vahel . . . . .	13
2. Satelliitratastega variaatorid . . . . .	18
3. Variaatorid painduva, elastse vaheelemendiga . . . . .	23
4. Variaatorid jäiga vaheelemendiga . . . . .	32
5. Kettvariaatorid . . . . .	34
6. Kuulvariaatorid . . . . .	37
7. Planetaarvariaatorid . . . . .	40
IV. Hõõrdajami arvutus . . . . .	46
1. Hõõrdrataste arvutamine materjali väsimusele kontaktpinnas . . . . .	46
2. Libisemine hõõrdajameis . . . . .	52
3. Hõõrdajamis tekkivad kaod ja ajami kasutegur . . . . .	56
4. Hõõrdajami ülekandearv ja reguleerimise ulatus . . . . .	58
5. Vastusurve saavutamine hõõrdajami rataste vahel . . . . .	60
6. Hõõrdajameis kasutatavad materjalid . . . . .	65



# I. HÕORDAJAMITE ISELOOMUSTUS JA KLASSIFIKATSIOON.

## 1. Hõordajamite iseloomustus.

Hõordajam on kujundatud põhiliselt kahest erivõllidele kinnitatud silindrilisest, koonilisest või eriprofiiliga rattast. Pöörleva liikumise (järelkult ka võimsuse) ülekandmine ühelt võllilt teisele toimub rataste tööpindade üksteise vastu surumisega tekitatud hõordejõudude kaudu (joon. 1). Vajalik vastusurve  $Q$  on ringjõuga  $P$  järgmises vahekorras:

$$Q = \frac{cP}{f}, \quad (1)$$

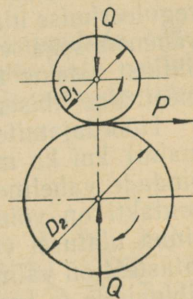
kus  $f$  on rataste materjalide vaheline hõordetegur (minimaalne),  $c$  — sidestusvarutegur, millega arvestatakse võimalikku ülekoormust ja suhtelist libisemist rataste vahel. Jõudu ülekandvaid ajameid valitakse  $c = 1,25$  kuni  $1,5$ , liikumist ülekandvaid ajameid kuni  $3$ .

Hõordajami üheks tähtsaimaks omaduseks võrreldes kõigi teiste ajami liikidega on äärmine lihtsus ja müratu töötamine võrdlemisi suurte kiirustel. Hõordajamit võib teataval tingimustel rakendada tööle ka kaitseelementina suurte ülekoormuste vastu.

Põhilisteks hõordajamite puudusteks on:

- 1) ajami suur gabariit, eriti suurematel võimsustel;
- 2) vedava võlli konstantsete pöörete juures ebapüsiva suurusega ülekandearv (tingitud rataste tööpindade suhtelisest libisemisest), mille tõttu pole võimalik rakendada seal, kus ülekandearvu püsivus on määrava tähtsusega. Küllalt suure sidestusvaruteguri ja väga kõva pinnaga rataste korral on siiski võimalik saavutada suurimat täpsust ülekandearvus;
- 3) hõordejõudude tekitamiseks vajaliku vastusurve tõttu on laagrid enam koormatud kui kõigil teistel ajamiliikidel;
- 4) suur kuluvus kuival töötaval ajamitel;
- 5) madal kasutegur väikse elastsusmooduliga materjalidest valmistatud rataste korral.

Töötamise printsiibilt avab hõordajam avarad võimalused astmeta reguleeritava pöörete arvuga ajamite — *v a r i a a t o r i t e* kujundamiseks. Mehhanismide ja masinate pöörete arvu astmeta reguleerimine omab kaasaegses masinaehituses erilist tähtsust. Astmeta pöörete arvu reguleerimine masina käitamissüsteemis annab võimaluse kasutada masinat alati kiiruse optimaal-



Joon. 1.

seil režiimidel kooskõlas tehnoloogilise protsessi nõuetega. Samal ajal lihtsustub ja kiireneb masina teenindamine, kuna jäävad ära masina seisakud ümberlülitamiseks. Suuri võimalusi pakuvad variaatorid vanade masinate moderniseerimisel, kus saame sel teel forsseerida kiiruse režiime vastavalt tänapäeva nõuetele (näiteks vanema konstruktsiooniga tööpinkidel).

Kaasaegses tehnikas kasutatakse põhiliselt kolme kiiruse astmeta reguleerimise moodust: elektriliste, hüdrauliliste ja mehaaniliste (jäikade ja elastsete tööelementidega) ajamitega. Nendest on mehaanilise ajamiga kiiruse astmeta reguleerimise moodusel teiste ees rida eeliseid, milledest tähtsamad on ajami lihtsus ja suhteliselt kõrge kasutegur.

Hõõrdajameid ja variaatoreid valmistatakse laias võimsuste vahemikus (kuni mitusada kW), gabariitmõõdete seisukohalt piirduv võimsus enamal juhul 20 kW.

Võimalikud ringkiirused piirduvad 15 kuni 20 m/sek. ja seda peamiselt ajami liigse soojenemise tõttu suurtel kiirustel. Suure sidestusvaruteguriga ajamitel, kus pindsurved on väiksed, on võimalikud ka suuremad kiirused.

Ülekandearv seniehitatud ajamitel kõigub piires 7 kuni 25. Suurim reguleerimise ulatus (veetava võlli maksimaalse ja minimaalse pöörete arvu suhe) on lihtsatel variaatoritel 3 kuni 4 (laup- ja kooniliste ratastega variaatorid), vaheelemendiga variaatoritel 12 kuni 16, tavaliselt 6 kuni 8. Suur reguleerimise ulatus on seotud ülekantava võimsuse langusega ja kasuteguri vähenemisega väikestel pöörete arvudel, kuna pole võimalik kindlustada ühtlast rataste tööpindade suhtelist libisemist kontaktpinna ulatusel (geomeetiline libisemine vt. lk. 52).

Hõõrdajamite ja variaatorite rattad valmistatakse metallidest (teras, malm) kui ka mittemetallidest (plastmass, nahk, kummi jt.). Rataste tööpindade vaheline kontakt kujundatakse kas joone või punkti kaudu. Joonkontakti on võimalik rakendada ajameil, kus puudub libisemine kontaktpinna ulatusel või libisemine on äärmiselt väike, samuti ajameil, kus üks ratastest on valmistatud väikse elastsusmooduliga materjalist. Võllide suure läbipainde ja kontaktpinna ulatusel märgatava libisemise, samuti ka suure elastsusmooduliga materjalist valmistatud rataste korral osutub otstarbekohaseks rakendada punktkontakti või minimaalse pikkusega joonkontakti.

Metallist valmistatud rattad võivad töötada nii kuivalt kui ka õlivannis. Mittemetallist ratta või rataste korral peab ajam töötama kuivalt ja olema hästi isoleeritud laagritest, et vältida õli sattumist rataste vahele. Õlivannis töötaval ajamil on pikem iga, kuid väiksema hõõrdeteguri tõttu nõuab suuremat vastusurvet vajaliku võimsuse ülekandmiseks, kui kuivalt töötav ajam. Kuivalt töötavat ajamit, tänu suuremale hõõrdetegurile, on võimalik kujundada kompaksemana.

Hõõrdajami rataste tööpinnad tuleb valmistada kõrge pinnasiledusega, kuna see suurendab hõõrdetegurit (kuivalt) ja pikendab ajami iga kulumise vähenemise arvel. Eriti tähtis on nimetatu suure pinnakõvadusega ratastel. Käsikäitamise ajamitel, kus kulumine on üldiselt väike, võib hõõrdeteguri suurendamiseks kasutada ühe ratta tööpinna rihveldamist juhul, kui teise ratta tööpind on valmistatud elastsest materjalist (nahk, kummi).

Kiirekäiguliste hõõrdajamite rataste tööpindade kulumise vähendamiseks, eriti tõukelisel koormusel, on soovitatav asetada elastne lüli (näit. elastne

sidur) ajami ja töömasina vahele. Sageli sisselülitatava ja väljalülitatava ajami korral tuleb elastne lüli asetada mootori ja ajami vahele.

Hõõrdajamite ja nende erikujunduse — variaatorite — konstruktiivne ja arvutuslik külg on laiemas kirjanduses leidnud vähe käsitamist. NSV Liidu teadlaste ja inseneride poolt on teostatud rida väärtuslikke töid, mis küllaldaselt valgustavad tähendatud küsimusi teoreetiliselt ja koos sellega annavad ka võimalusi teadlikult suhtuda uute ajamite kujundamisele. Nende tööde hulka tuleb kõigepealt lugeda V. A. Svetozarovi, D. N. Rešetovi, B. A. Pro-nini, S. L. Dmitrijevi, G. A. Leviti ja M. M. Saverini töid.

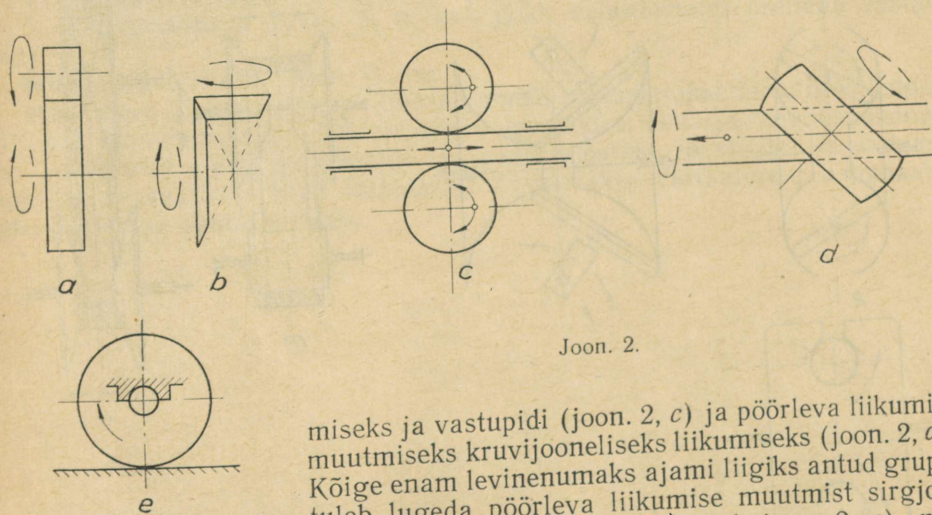
Mitmesuguste plastmasside tootmise areng NSV Liidus on andnud alused uute materjalide valmistamiseks, millised suure hõõrdeteguri ja kõrge elastsusmooduli tõttu enam vastavad hõõrdajami nõuetele. See omakorda aga annab paremad võimalused uute, täiuslikumate hõõrdajamite kujundamiseks, mida võib julgemalt ja edukamalt rakendada mitmesugustes masinaehitusharudes.

## 2. Hõõrdajamite klassifikatsioon.

Hõõrdajamid jagatakse kahte suurde gruppi ja nimelt:

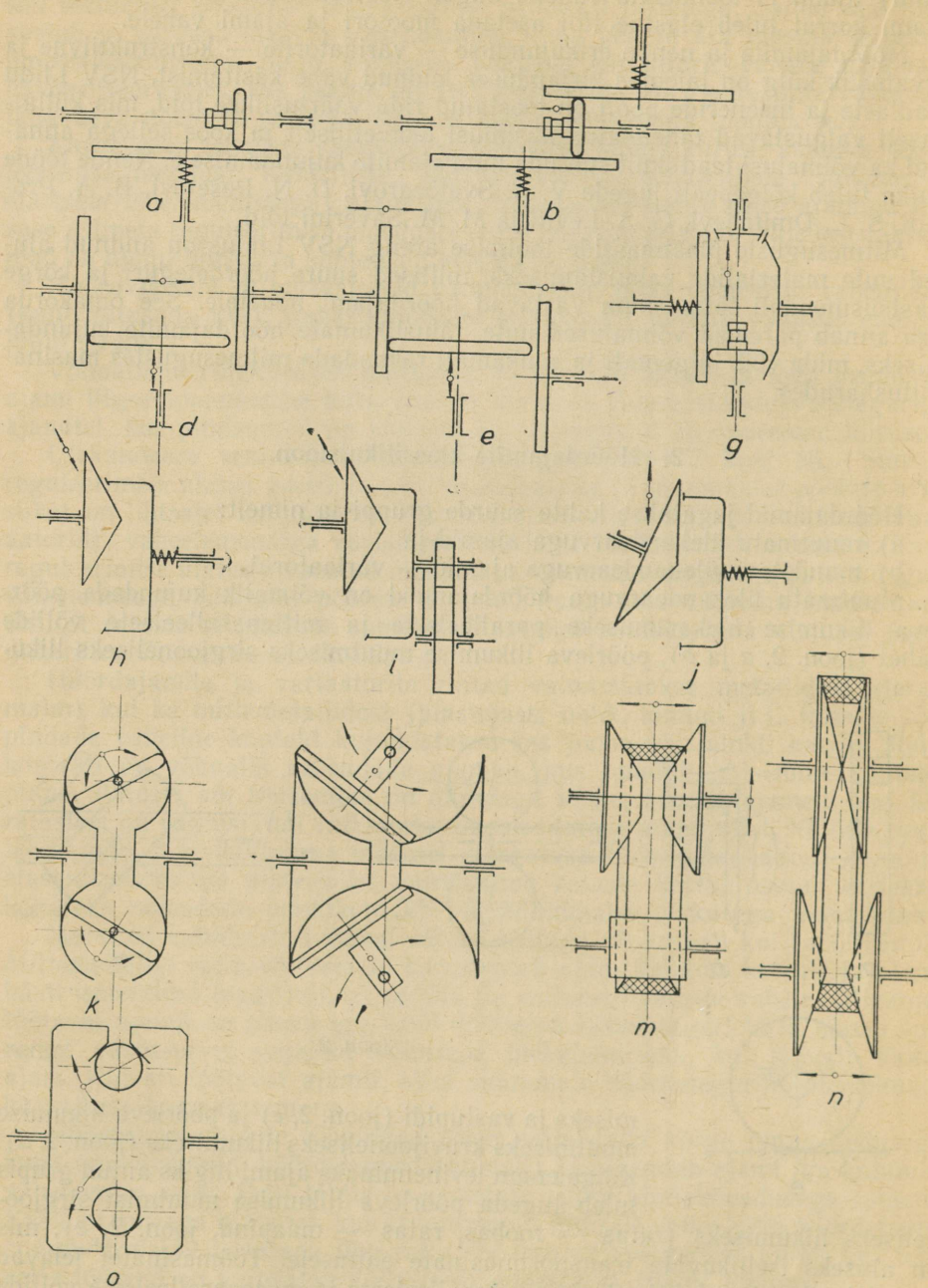
- muutmatu ülekandearvuga ajamid ja
- muudetava ülekandearvuga ajamid — variaatorid.

Muutmatu ülekandearvuga hõõrdajameid on võimalik kujundada pöörleva liikumise ülekandmiseks paralleelsete ja mitteparalleelsete völli vahel (joon. 2, *a* ja *b*), pöörleva liikumise muutmiseks sirgjooneliseks liikumiseks ja vastupidi (joon. 2, *c*) ja pöörleva liikumise muutmiseks krüvijooneliseks liikumiseks (joon. 2, *d*).



Joon. 2.

Kõige enam levinenumaks ajami liigiks antud grupis tuleb lugeda pöörleva liikumise muutmist sirgjooneliseks liikumiseks (ratas — roobas, ratas — maapind, joon. 2, *e*), mis on aluseks iseliikuvate transportmasinate ehitusele. Töömasinatel leiavad peamist rakendust lahtised ajamid paralleelsete ja mitteparalleelsete völli vahel pöörleva liikumise ülekandmiseks — friktsioonpressid ja -vasarad,



Joon. 3.

hõõrdreduktorid tõstetransportmasinaehituses ja käsikäitamisega hõõrdajamid mõõteriistadel. Pöörleva liikumise muutmist sirgjooneliseks liikumiseks hõõrdajamiga rakendatakse mitmesugustes tehnoloogilistes protsessides valtspinkidel.

Muudetava ülekandearvuga hõõrdajamid — variaatorid — kujundatakse pöörleva liikumise ülekandmiseks paralleelsete ja mitteparalleelsete võllide vahel, kusjuures laialdast rakendamist on leidnud ajamid ühisel telgjoonel asuvate võllide vahel.

Masinate töötingimuste ja konstruktsioonide mitmekesisus on tinginud ka variaatorite arvukaid konstruktsioone. Olenevalt jõu ülekande iseloomust ja ajami rataste sidestamise moodusest, võime mehaanilised variaatorid liigitada järgmiselt (joon. 3):

1. Variaatorid otsese kontaktiga kahe hõõrdratta vahel. Siia gruppi kuuluvad:

a) laupvariaatorid (joon. 3, *a* kuni *g*),  
b) kooniliste ratastega, ühe nihutatava rattaga variaatorid (joon. 3, *h*, *i*, *j*).

2. Satelliitratastega variaatorid (joon. 3, *k*, *l*).

3. Variaatorid painduva vaheelemendiga. Siin on ajamid kujundatud:

a) ühe silindrilise ja ühe koonilise laialilükatava rattaga (joon. 3, *m*),  
b) kahe koonilise laialilükatava rattaga kiilrihm-variaatorid ühe kiilrihmaga (joon. 3, *n*),

c) sama mitme kiilrihmaga,

d) sama kombineeritud rihmaga.

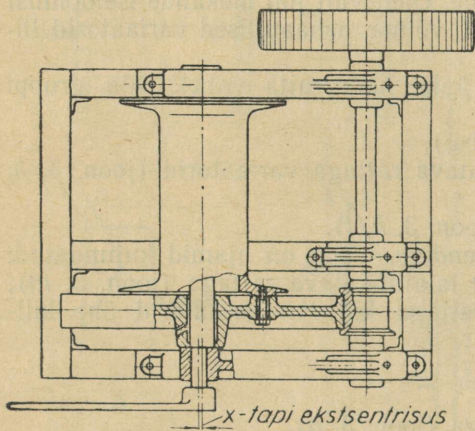
4. Variaatorid jäiga vaheelemendiga (joon. 3, *n*).

5. Kettvariaatorid (joon. 3, *n*, kus jäika vaheelementi asendab vastav kett).

6. Kuulvariaatorid (joon. 3, *o*).

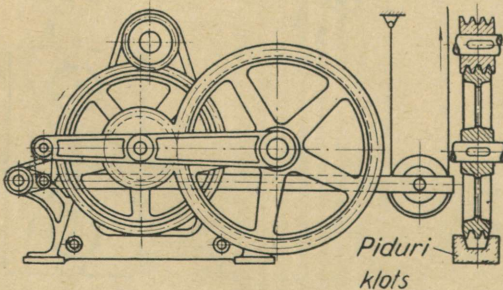
Muudetava ülekandearvuga hõõrdajameid rakendatakse metallitöötlemispinkides, proovimasinates, friktsioon-krupipressides, valu- ja keevitusmasinates, konveierite ajamites, tekstiili- ja paberitööstuse masinates ja mitmesugustes aparaatides. Eriti laialdaselt kasutatakse variaatoreid automaatsetes juhtimise aparaatides.

## II. MUUTMATU ÜLEKANDEARVUGA HÕORDAJAMID.

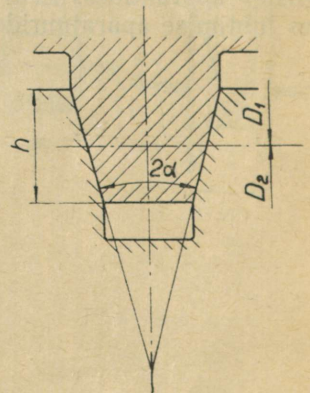


Joon. 4.

1. Ajamid paralleelse-  
te völliude vahel kujunda-  
takse silindriliste siledapinnaliste  
või soonestatud ratastega. Joonisel  
4 on esitatud lihtne hõõrdajamiga  
kujundatud rammivints. Vintsi  
trumm on toetatud ekstsentrilisele  
võllile, mille pööramisega on võima-  
lik ajamit sidestada ja tekitada ra-  
tastele vajalikku vastusurvet mo-  
mendi ülekandmiseks. Joonisel 5 on  
kasutatud rammivintsi käitamiseks  
soonestatud rattaid. Vastusurve te-  
kitamine toimub hoovastiku kaudu  
käsimi. Soonestatud ratastega (joon.  
6) saavutame suurendatud efektiiv-  
se hõõrdeteguri  $f' = f : \sin \alpha$ , kus  $2\alpha$   
on soone teravnemisnurk ( $2\alpha \approx$   
 $\approx 30^\circ$ ). Kuna antud juhul kokku-



Joon. 5.

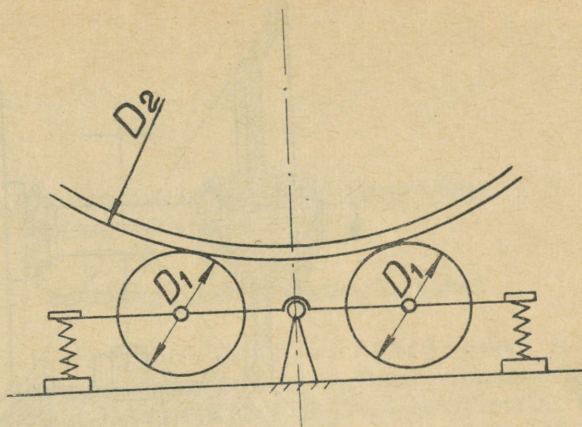


Joon. 6.

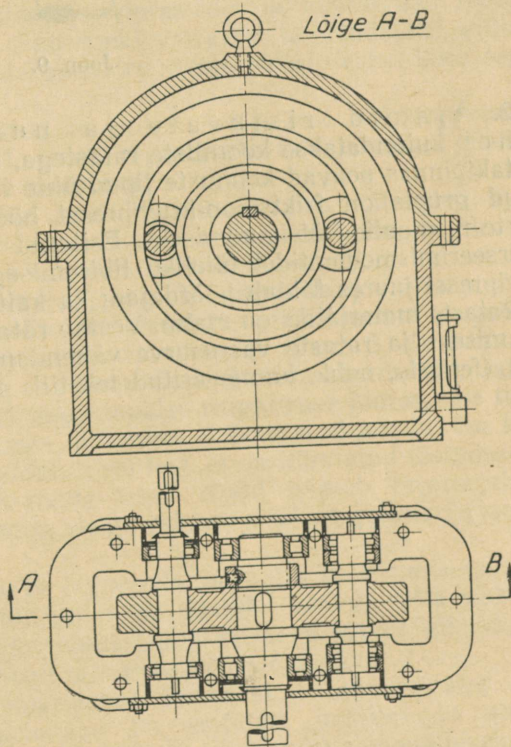
puutepindadel on erinevate kiiruste tagajärjel suur suhteline libisemine, siis intensiivse kulumise vähendamiseks valitakse soone sügavuseks  $h = 0,05 D_1$  kuni  $0,06 D_1$ , kus  $D_1$  on väiksema ratta keskmine läbimõõt. Soonestatud rattad nõuavad eriti täpset töötlemist, ja selgi korral ei ole soovitatav valida üle 5 kuni 6 soone.

Suuremate momentide ülekandmisel rataste laiuse vähendamiseks kujundatakse hõõrdajam mitme rulliga käitav. Vajaliku vastusurve tekitamiseks kasutatakse reguleeritava pingusega vedrusid. Tähendatud kujundusega hõõrdajam suure läbimõõduga trumli käitamiseks on esitatud joonisel 7.

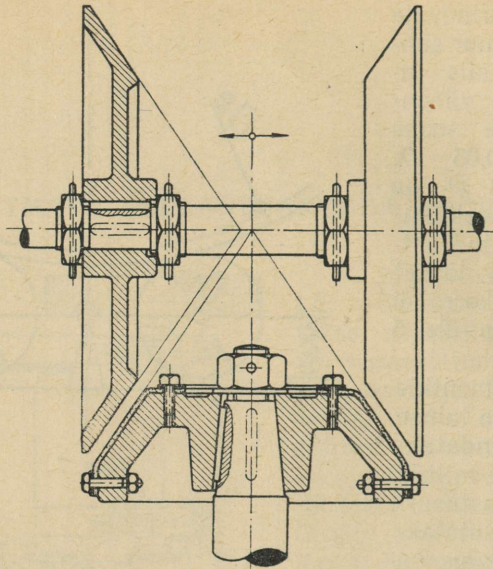
Suure võimsusega kiirekäigulised hõõrdajamid kujundatakse vastusurvest koormamata võllidega ja rattad valmistatakse termiliselt töödeldud terasest. Joonisel 8 on esitatud seda tüüpi silindriliste ratastega hõõrdajam, mis töötab õlivannis. Rataste vastusurve tekitatakse hõõrdejõu mõjul isepingestuva rõngaga, mis pöörleb koos ajami ratastega ja samuti võtab osa momenti ülekandmisest. Joonisel 8 esitatud ajamit valmistatakse kuni 200 HJ võimsusega. Ajam, tänu isepingestuvale surveseadlele ja koormamata võllidele, omab kõrge tasuteguri —  $\eta \approx 0,98$ .



Joon. 7.



Joon. 8.



Joon. 9.

2. Ajamid ristuvate ja nurgi asetuvate völlide vahel kujundatakse kooniliste ratastega, kusjuures libisemise vältimiseks kontaktpinnas peavad koonuste tipud ühte langema. Tüüpilisemaks ajamiks antud grupis on friktsioon-kruvipressi hõõrdajam (joon. 9), mis töötab suurte momentide ülekandmiseks. Esitatud ajam on reverseeritav ja töötab reverseerimismomentidel täieliku libisemisega kontaktpindades. Friktsioon-kruvipressi juures täidab hõõrdajam ka kaitselemendi ülesandeid.

Rataste materjaliks on malm. Veetav ratas on suurema hõõrdeteguri saavutamiseks ja rataste vastusurve vähendamiseks kaetud mittemetalse lindiga (ferrado, nahk, kummeeritud tekstiil, puit või tekstoliit).

### III. MUUDETAVA ÜLEKANDEARVUGA HÕORDAJAMID — VARIATORID.

#### 1. Variaatorid otsese kontaktiga kahe hõõrdratta vahel.

a) Ristuvate völliidega laup-variaatorid (joon. 3, a kuni g) kujundatakse laupratta efektiivse raadiuse muutmise võimalusega, s. t. rull on laupratta diameetrit mööda nihutatav, millega saavutatakse ka astmeta pöörete arvu muutmine ja reverseerimine. Vaatamata oma lihtsusele leiab laup-variaator vähe rakendamist, kuna sõltuvalt kujundusest omab kasuteguri ja suure kuluvuse. Laup-variaatoreid rakendatakse peamiselt individuaalse käitamisega friktsioon-krüvipressidel ja mõningatel metallilõikepinkidel. Laup-variaator on ainukeseks variaatorite esindajaks, millega on võimalik teostada liikumise ülekannet ristuvate völliide vahel koos reverseerimisega.

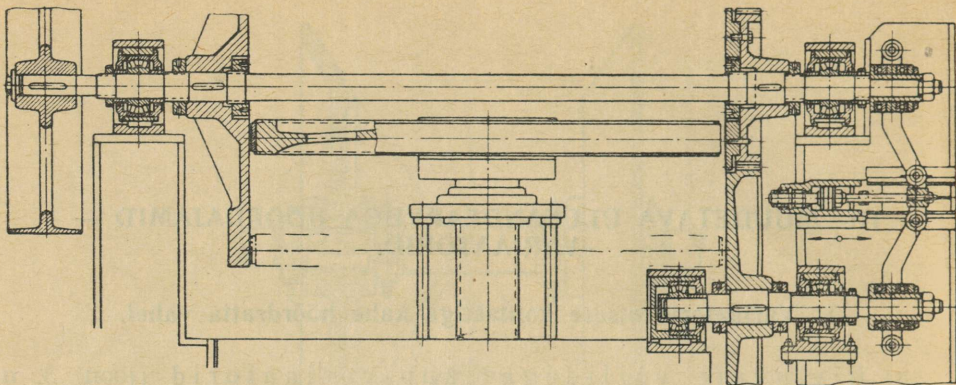
Olenevalt sellest, kumb ratastest on vedav — kas rull- või laupratta — saame püsiva vastusurve korral ajami reguleerida kas peaaegu püsivale võimsusele või peaaegu püsivale momendile.

Suur geomeetriline libisemine kontaktpindades, mis vähendab ajami kasutegurit, eriti laupratta suuremate pöörete arvu korral, tingib piirvõimsuse (maksimaalse ülekantava võimsuse) osalise vähenemise.

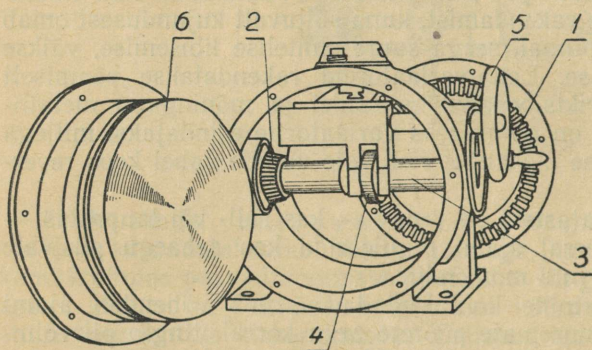
Võrreldes koonilise hõõrdajamiga (joon. 9), annab laup-variaator friktsioon-krüvipressidel paremust selles, et pressi templi liikumine langemisel on kiirendatud. Lauprattaste teljelise asetuse korral (joon. 3, d) tekib aga templi tõstmise algmomendil, s. o. ajami ümberlülituse momendil, rataste vahel täielik libisemine laupratta maksimaalse ringkiiruse juures, mis tingib rulli tööpinna kohaliku iseloomuga kulumise. Tähendatud puudus on kaas-aegseil friktsioonpressidel kõrvaldatud sel teel, et on nihutatud tõstmiseks ja langetamiseks ettenähtud lauprattaste telgi. Nüüd toimub reverseerimine laupratta minimaalsemal raadiusel, seega minimaalsel ringkiirusel (joon. 3, b ja e).

Sama on võimalik saavutada ka kolmanda laupratta sisseviimisega, nagu näidatud joonisel 10. Kuna antud juhul on tegemist vedava ratta efektiivse raadiuse muutmise, viimase konstantse pöörete arvu juures, siis ka rulli pöörete arv on lineaarses vahekorras laupratta raadiusega.

Iseseisva agregaadina (reduktorina) kujundatud laupvariaator auto-maatselt reguleeritava vastusurvega on esitatud joonisel 11 (skeem joon. 3, g). Püsiva piirmomendi (maksimaalse momendi) saavutamiseks vee-taval völliil tuleb vastusurve teha olenevaks mõjuvast ringjõust, seega peab



Joon. 10.



Joon. 11.

vastusurve suurenema koos ringjõu suurenemisega, mis saavutatakse automaatselt koormuse mõjul isepingestuva kiilmehhanismiga (vt. ptk. IV-5).

Variaator (joon. 11) on kujundatud järgmiselt. Mootori võlliga on otseselt sidestatud kooniline hammasratas 1, mis käitab koonilise hammasratta 2 kaudu võlli 3. Võllile 3 on kinnitatud rull 4 aksiaalse liikumise vabadusega. Rulli nihutamise võllil toimub kruvi-

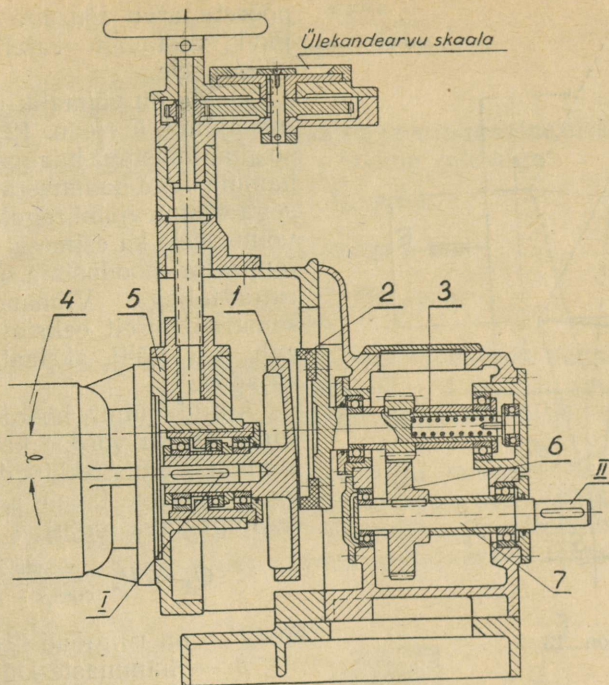
mehhanismi 5 abil. Laupratas 6 on kiilmehhanismi kaudu ühenduses veetava võlliga. Rulli 4 nihutamisega muudetakse laupratat efektiivset raadiust  $R_2 = R_{2 \max}$  kuni  $R_2 = 0$  ja reverseerimise piires  $R_2 = 0$  kuni  $R_2 = -R_{2 \max}$ . Piirkonnas  $R_2 \approx 0$  ei ole otstarbekohane ajamit kasutada, kuna suureneva libisemise tõttu kontaktpinnas tekib märgatav kasuteguri langus.

Reduktorina kujundatud laupvariaatorid valmistatakse võimsusele kuni 20 HJ, reguleerimise ulatusega (veetava võlli maksimaalse ja minimaalse pöörete arvu suhe) 3 kuni 4.

Materjaliks kasutatakse laupratatal terast või malmi ja rullil tekstoliiti. Suhtelise libisemise vähendamiseks kujundatakse rull sfäärilise pinnaga.

b) Kooniliste ratastega variaatorid ühe nihutatava rattaga. Siin leiame põhiliselt kahte tüüpi variaatoreid ja nimelt ühe ratta vertikaalse (joon. 12) või horisontaalse nihutamisega (joon. 14).

Joonisel 12 toodud variaatoril on laupvariaatoriga analoogne tööviis, erinedes vaid konstruktiivselt selles, et siin on mõlemad rattad kujundatud



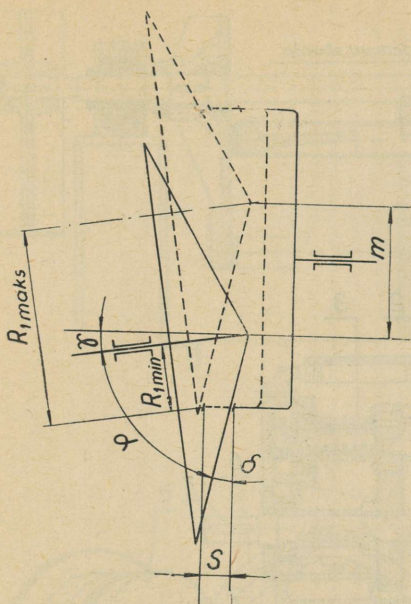
Joon. 12.

laupratadena — üks koonilisena, teine silindri kujulisena, mille tulemusena on saavutatud tunduvalt parem kiiruste jaotus rataste kontaktpinna ulatusel. Ülekandearvu  $i = 1$  piirkonnas puudub libisemine peaaegu täielikult.

Variaatori ehitusviis on järgmine: mootori võlli külge on kinnitatud veidi kooniline laupratas 1, mille tagaküljel on ventilatsioonitekitamiseks ribad. Laupratte kinnitus on läbi viidud omaette tugilaagritega, mille tõttu mootori võll on rataste vastusurve koormamata. Mootor 4 koos koonilise lauprattega 1 on kinnitatud vertikaalselt nihutatava raami 5 külge. Veetav ratas 2 on hammasajami 6 kaudu ühenduses veetava võlliga 7. Vajalik vastusurve tekitatakse vedru 3 abil.

Ülekandearvu muutmine toimub koonilise laupratte efektiivse raadiuse muutmise teel vedava süsteemi vertikaalse nihutamise teel.

Antud variaatorit saame reguleerida nii püsivale momendile kui ka püsivale võimsusele. Juhul, kui koonilise laupratte moodustaja on risti veetava ratta teljega, saame püsiva vedrusurve tõttu püsiva ringjõu, millega on määratud ka püsiv moment veetaval võllil. Kui koonilise laupratte moodustaja aga on teatava nurga all veetava ratta teljega (joon. 13), saame laupratte vertikaalse nihutamise teel survet muuta selliselt, et veetava ratta



Joon. 13.

Teiselt poolt

$$P'_x \cdot r = P_x R_2, \quad (3)$$

kus  $P_x$  on ringjõud hõõrdajamis,  
 $r$  — väiksema hammasratta raadius,  
 $R_2$  — veetava hõõrdratta raadius.

Valemist (2) ja (3) saame

$$\frac{Q_x}{P_x} = \frac{R_2}{r} \cdot \frac{\sin 2\beta}{\cos^2 \beta - f' \tan \alpha} = \text{const}, \quad (4)$$

seega  $Q_x$  on proportsionaalne ringjõule  $P_x$ .

Vastava  $R:r$  vahekorra ja nurga  $\beta$  valikuga ( $\alpha = 20^\circ$ ) saame omale sobiva  $Q_x:P_x$  vahekorra suuruse.

Esitatud vastusurve reguleerimise moodust saame rakendada ainult mitte-reverseeritavas ajamis, kuna reverseerimise korral on hammasajamis tekkinud aksiaalne jõud vastupidise märgiga.

Reverseeritavais ajameis tuleb igal juhul rakendada vastusurve reguleerimist vedru surve muutmisega ja hammasajam kujundada sirghammastega hammasratastest, et vältida hammaste mõju vastusurve tekitamisel. Sel juhul määrame vajaliku nurga  $\delta$  laupratta moodustaja ja veetava ratta telje vahel (joon. 13) valemiga:

pöörete arvu tõusuga väheneb ringjõud vastavalt vajalikule püsivale võimsusele.

Õeldu on võimalik juhul, kui hammasajamis  $\delta$  (joon. 12) on kasutatud sirghammastega hammasrattaid. Kaldhammastega hammasrataste kasutamisega saame ajami reguleerida püsivale võimsusele ka esimesel juhul, s. o. kui laupratta moodustaja on risti veetava ratta teljega. Viimane võimalus on konstruktiivselt eelistatum, kuna langeb ära võlli aksiaalse nihutamise vajadus.

Antud juhul hõõrdrataste vastusurve  $Q_x$  on võrdne kaldhammastega hammasajamis tekkinud aksiaalse jõuga  $A$  (jätame tähele panemata vedru eelpingestava mõju), s. o.

$$Q_x = P'_x \cdot \frac{\sin 2\beta}{\cos^2 \beta - f' \tan \alpha}, \quad (2)$$

kus  $P'_x$  on ringjõud hammasajamis,  
 $\beta$  — hammaste kaldenurk,  
 $\alpha$  — hambumisnurk,  
 $f'$  — hammaste vaheline hõõrdetegur.

$$\sin \delta = \frac{s \sin \alpha}{R_{1 \max} - R_{1 \min}}, \quad (5)$$

kus  $s$  on vedru deformatsioon,

$2\alpha$  — laupratta koonuse tipunurk,

$R_{1 \max}$  ja  $R_{1 \min}$  — laupratta maksimaalne ja minimaalne efektiivne raadius.

Mootori telje vajaliku kallaknurga  $\gamma$  leiame valemiga

$$\gamma = 90^\circ - (\alpha + \delta), \quad (6)$$

ja vertikaalse nihutuse suuruse  $m$  valemiga

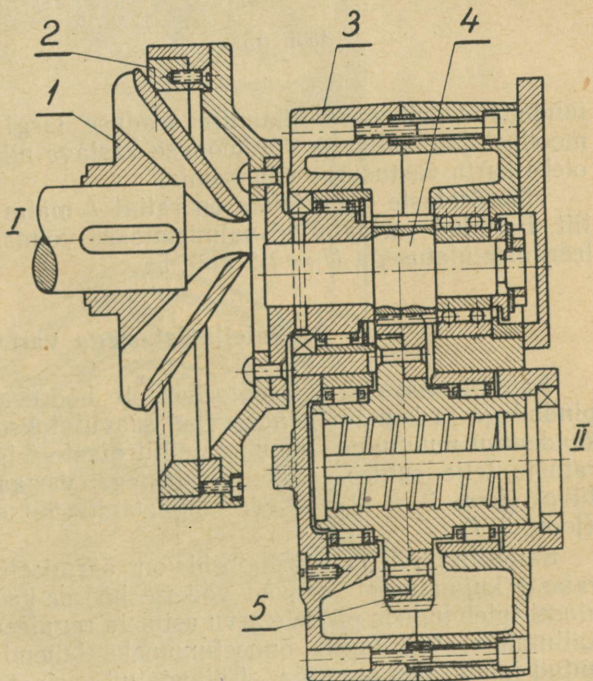
$$m = \frac{R_{1 \max} - R_{1 \min}}{\sin \alpha} \cos \delta. \quad (7)$$

Esitatud variaatorid valmistatakse väiksevõimeliste reduktoritena individuaalmootoritega, reguleerimisulatusega  $U = 3$  kuni 4. Suurimaks puuduseks tähendatud variaatorile on nurga all asetuvad võllid, seega valmistamine on seotud suurema täpsusega.

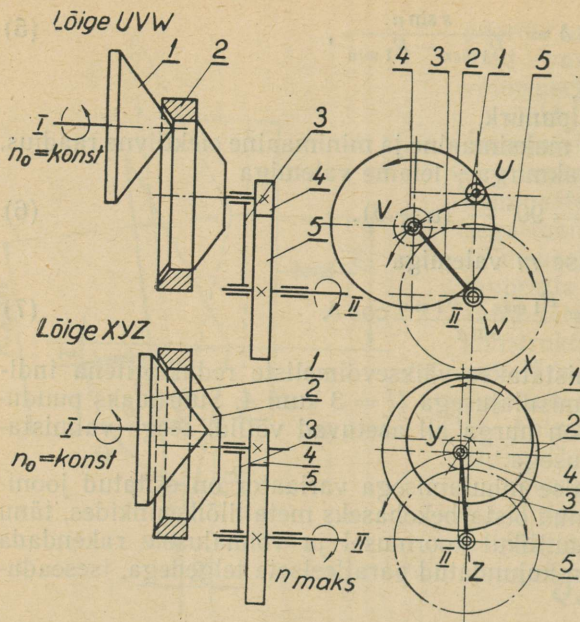
Veetava hõõdratta aksiaalse nihutamiseks variaator on esitatud joonisel 14. See variaator on osutunud otstarbekohaseks metallilõikepinkides, tänu kiirele reageerimisvõimele muutlikul koormusel ja võimalusele rakendada teda suurtel kiirustel. Ajam on kujundatud paralleelsete telgedega, iseseaduvat tüüpi.

Nagu joonisel 14 näha, on mootori võlli 1 külge kinnitatud kooniline hõõdratas 1, mille sisemine kujundus on läbi viidud ventilaatorina ajami jahutamiseks. Hõõdratas 1 on aksiaalselt nihutatav kas koos mootoriga või mootori võllil. Kooniline hõõdratas 1 on kontaktis teise koonilise ratta 2 sisepinnaga. Ratas 2 on kinnitatud võllile 4, mille keskosa on kujundatud hammasrattana. Hammasratta 5 kaudu on võll 4 ühenduses veetava võlliga II. Võll 4 koos rattaga 2 on kinnitatud vabalt pöörlevalt raami 3, mis omakorda on vabalt pööratavalt toetatud võllile II või hammasratta 5 pikendatud rummule, moodustades hoova.

Vedava võlli konstantse pöörete arvu korral oleneb



Joon. 14.



Joon. 15.

veetava hõõdratta, samuti ka veetava võlli pöörete arv otseselt koonuste 1 ja 2 vastastikusest asetusest (joon. 15). Et raami 3 võib vabalt pöörata võlli II ümber, saavutame hõõdratatele automaatselt reguleeritava vastusurve, mis on proportsionaalne mõjuvale ringjõule (vt. ptk. IV-5). Automaatselt reguleeritava vastusurve mõjul on suhteline libisemine kontaktpinnas püsiv kogu pöörete arvu reguleerimise ulatusel, seega kadu libisemise näol on peaaegu konstantne ja püsib piires 2 kuni 3%.

Esitatud variaatori paremus kinemaatilisest seisukohast seisab selles, et ülekandearvude piirväärtuste  $i_{max}$  ja  $i_{min}$  vahel võib ülekandearvu muutumist ku-

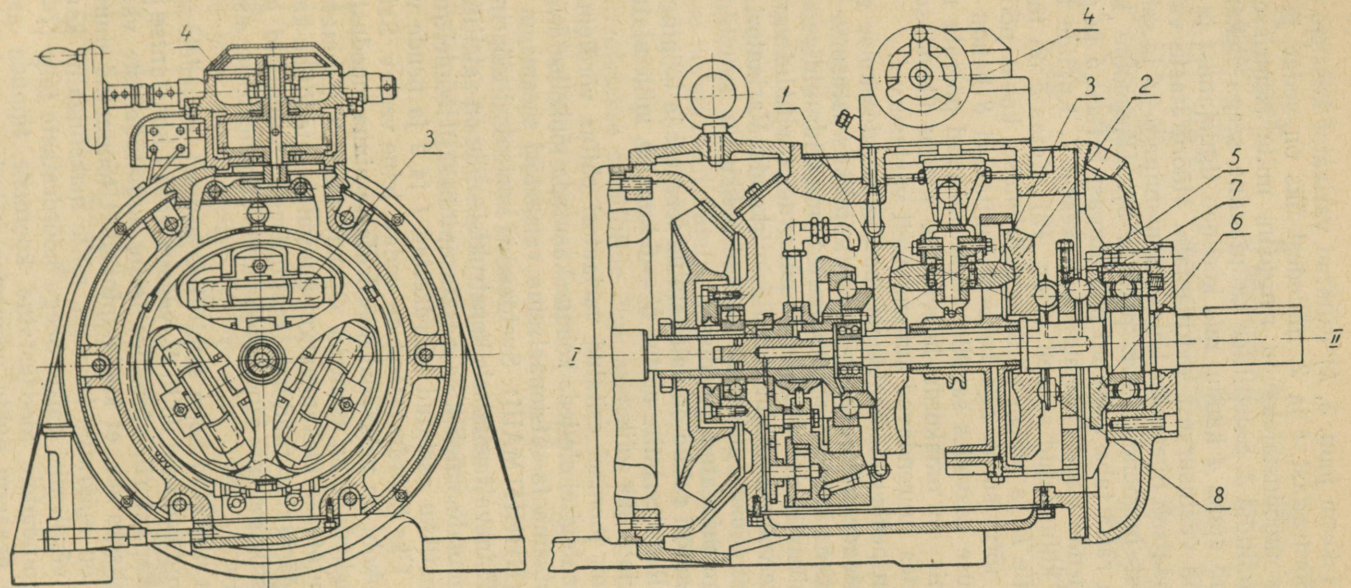
jundada soovikohase liikumise seaduse järgi kas vastavate hõõdratate moodustajate valikuga või koonuse vastava nihutamisega, ilma et seejuures oleks karta vastusurve vähenemist.

Hõõdratate materjaliks on rattal 1 malm või teras ja rattal 2 tekstiilit. Esitatud variaatoreid valmistatakse võimsusega kuni 100 HJ ja reguleerimise ulatusega  $U = 1,2$  kuni 5.

## 2. Satelliitratastega variaatorid.

Satelliitratastega variaatoritel on hõõdrattad kujundatud sfääriliste pindadega ja kontakt nende vahel saavutatakse satelliitrataste kaudu. Ülekandearvu muutmine toimub satelliitrataste telgede kallutamise teel hõõdrataste telje suhtes. Satelliitratastega variaatoritest on tuntumad kaks tüüpi (joon. 3, k, 7), milledest nimetamisväärssem on Svetozarovi variaator (joon. 3, l).

Satelliitratastega variaatorid on äärmiselt kompaktsed ja tingituna rataste kujundusest omavad väikese hõõrde-kaotatavate kontaktipinnal. Sel alusel tuleb lugeda pöörete arvu astmeta reguleerimist satelliitrataste telgede kallutamise teel üheks õnnestunumaks lahenduseks. Ainukese puudusena antud juhul tuleb märkida, et nimetatud variaatorite valmistamine on komplitseeritud ja nõuab suurt täpsust. Vastasel korral langeb tunduvalt variaatori kasutegur ja toimub kiire kuumenemine ja kulumine.



Joon. 16.

Joonisel 16 (skeem joon. 3, *k*) esitatud variaator koosneb kahest sfäärilise pinnaga hõõdrattast 1 ja 2, milledest üks on vedav ja teine veetav. Sfäärilise pinna moodustajaks on ringjoon, mille tsesntrisse on asetatud kallutatavad satelliidid 3. Satelliitide kallutamine, seega ülekandearvu reguleerimine, toimub ajami 4 kaudu, mis koosneb tiguajamist ja hoovastikust. Võllid I ja II on vastusurve koormamata. Hõõdrataste vastusurve saavutatakse automaatselt ühepoolse kiilmehhanismiga 5—6 ja selle suurus oleneb ülekantavast momendist (vt. ptk. IV-5). Ühepoolne kiilmehhanism koosneb veetava ratta taha asetatud pööratavast kettast 5 ja paigalseisvast kettast 6 ning nende vahele asetatud kuulikesest 7. Kuulide tugipindadeks on kaldpinnaga kujundatud sooned (joon. 49). Ketas 5 on toetatud vabalt pööratavalt võllile II ja püüab viimase pöörlemisel kaasa pöörduda. Kiilukujuliste soonte tõttu surub aga ketas 5 tugilaagri 8 kaudu vastu hõõdratast 2. Koormuse kasvades satelliitirattad püüavad pöörata neid hoidvaid ristliigendeid, mis on omakorda hoovastiku kaudu ühenduses kettaga 5 ja viimast pöörates suurendavad automaatselt vastusurvet.

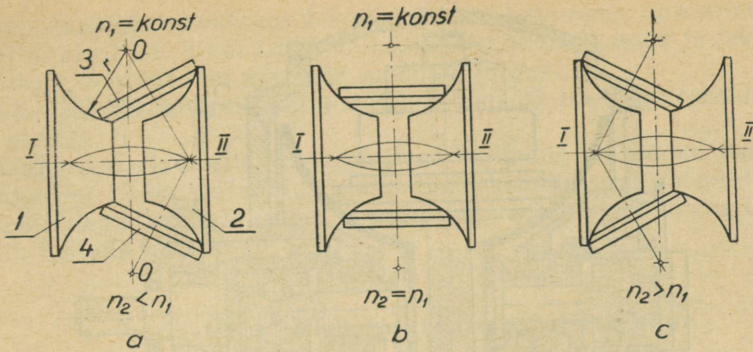
Variaatoril on peale automaatse vastusurve reguleerimise veel hüdrauliline eelpingestusseade, mille ülesandeks on vajaliku vastusurve tekitamine ja kahjuliku libisemise vältimine käivitamisel. Sama hüdrauliline seade kallutab ka satelliite käivitamisperiodil. Nimelt püüavad satelliidid variaatori seisul asetuda vastavate vedrude mõjul alati  $l_{\max}$  piirkonda. Variaatori käivitamisel, hüdraulilise surve tõusul, surutakse vedrud kokku ja satelliidid asetuvad käsimehhanismiga määratud asendisse.

Esitatud variaatori rattad on valmistatud terasest ja tööpinnad on termiliselt töödeldud. Reguleerimise ulatus  $U = 6$  kuni 10, mille ulatusel on kindlustatud rahulik ja sujuv käik.

Nagu näha, on joonisel esitatud variaatori ehitus võrdlemisi keeruline ja seega kallis, pealegi ei ole teda kohane kasutada tõukelisel koormusel.

Tunduvalt lihtsama ja ratsionaalsema variaatori skeemi on kujundanud ins. Svetozarov (ЦНИИТМАШ). Svetozarovi variaatori tööprintsip on toodud joonisel 17. Erinevalt eelmisele konstruktsioonile on satelliitide kallutuselg viidud kaugemale satelliitide kesktasapinnast. Hõõrdelementidena on ette nähtud vastastikku asetatud hõõrdkettad 1 ja 2 ja nende vahel asuvad satelliidid 3 ja 4. Üks hõõdratastest on vedav, teine veetav. Satelliitide kallutamise telje asukoht on määratud hõõdrataste pinna moodustaja kõverustsentriga  $O$ . Moodustaja on tsesntrist  $O$  raadiusega  $r$  tõmmatud kaar. Ka antud juhul saavutatakse ülekandearvu muutmise satelliitide kallutamiseega, seega mõlema hõõdratta raadiuste muutmiseega. Satelliidid on omavahel ühendatud hoovastikuga, mis kindlustab nende sümmeetrilise asetuse hõõdrataste telje suhtes.

Joonisel 17 on näidatud kolm satelliitide asetust, milledele vastavad erinevad pöörete arvud veetaval võllil II, vedava võlli I konstantse pöörete arvu korral. Esitatud variaatoril, võrreldes teiste samatüübiliste variaatoritega, on tähtsamaks eeliseks see, et kontaktpindadelt tõmmatud puutujate lõikepunktide teekond on määratud kaarega, mille maksimaalne kaugus hõõdrataste teljest on võrdlemisi väike. Seega hõõdrataste telg (I—II) osutub ligikaudu kontaktpindadele moodustatud koonuste tippude asukohaks ja saame satelliitide peaaegu puhta veeremise hõõdrataste kontaktpindadel.



Joon. 17.

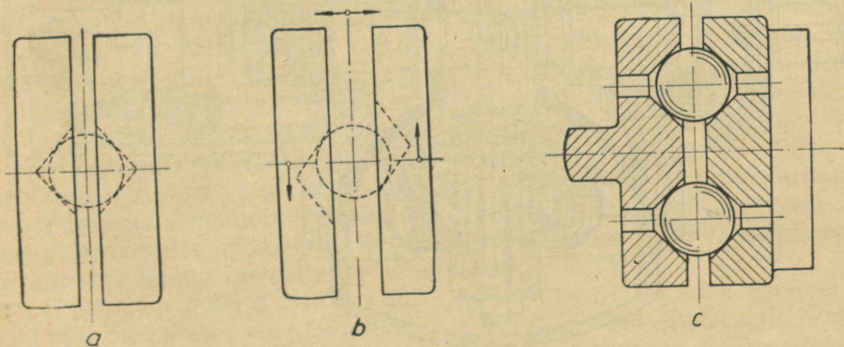
Täiesti puhas veeremine toimub sel juhul, kui koonuste tipud asuvad ajami teljel. Sellest järeldub, et satelliitide ja hõõdrataste kontaktpindades esineb peaaegu märkamatu kiiruste erinevus kontaktpindade ulatusel. Seega vähe- nevad hõõrdumise tagajärjel esinevad kaod, kulumine ja soojenemine.

Ratastevahelise vastusurve tekitamine toimub kahepoolse koormuse mõjul automaatselt pingestuva kiilmehhanismiga (vt. ptk. IV-5), millega kindlustatakse normaalselt vajalik surve erinevail koormustel (joon. 18).

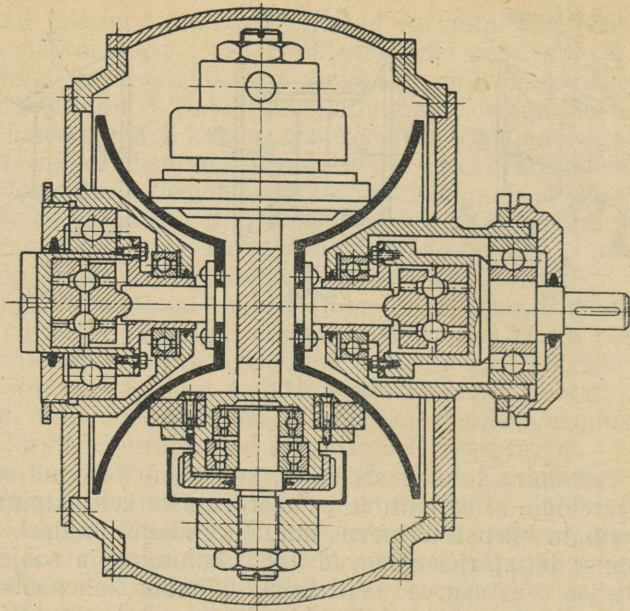
Et kindlustada variaatori töötamisel satelliitide täpselt sümmeetriline asetus variaatori telje suhtes, on satelliitide võllikud omavahel blokeeritud, millega kindlustatakse satelliitide õige asetus ka töötlemise ebatäpsuse ja kulumise korral.

Nagu näitavad laboratoorsed katsed ja eksploatatsiooni andmed, töötab Svetozarovi variaator häireteta ja on lihtne teenindada, ainult variaatori reguleerimine nõuab teatavat oskust.

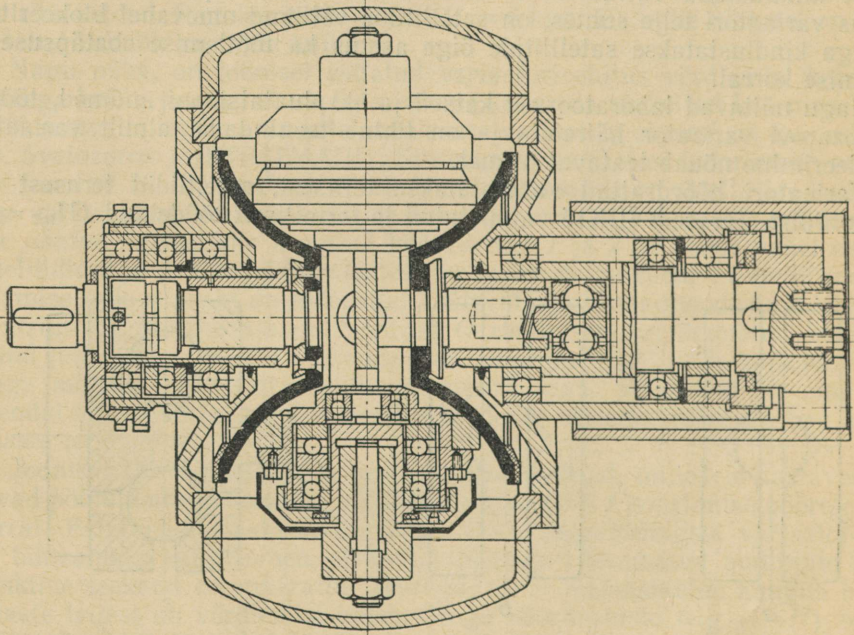
Variaatori hõõdratted valmistatakse terasest, satelliidid terasest või tekstoliidist. Terasest IIIX15 valmistatud ja termiliselt töödeldud ( $H_{RC} = 60$



Joon. 18.



Joon. 19.



Joon. 20.

kuni 65) ratastega saavutame 2 kuni 2,5 korda suurema ülekantava võimsuse, kui terasest Cr. 3 või Cr. 5 valmistatud hõõdratastega ja tekstoliidist satelliitidega, variaatorite võrdsete mõõdete juures.

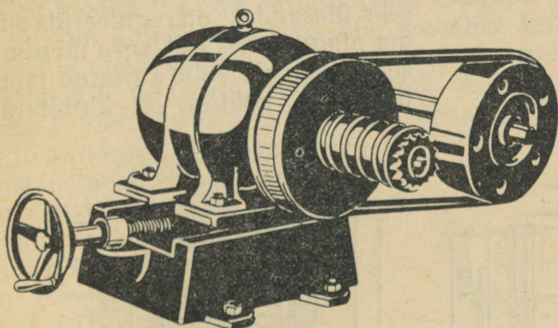
Svetozarovi variaatoreid valmistatakse kuni 35 HJ, reguleerimise ulatusega 4 kuni 8.

Svetozarovi variaatorite konstruktiivne kujundus on toodud joonistel 19 ja 20. Joonisel 19 on variaator kujundatud tekstoliidist ja joonisel 20 terasest satelliitidega. Viimasel juhul on mõeldud variaator töötavana õlivannis, kuid võib töötada ka kuivalt.

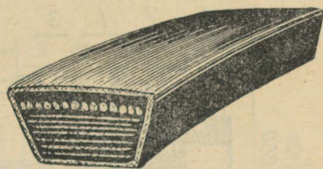
### 3. Variaatorid painduva, elastse vaheelemendiga.

Painduva vaheelemendiga variaatorid on kujundatud kooniliste, laialilükatavate ratastega, kusjuures pöörleva liikumise ülekanne toimub vastavalt profileeritud ühe või mitme rihmaga.

a) Ühe silindrilise ja ühe koonilise laialilükatava rattaga variaatorit (joon. 21) kasutatakse väiksemate võimsuste



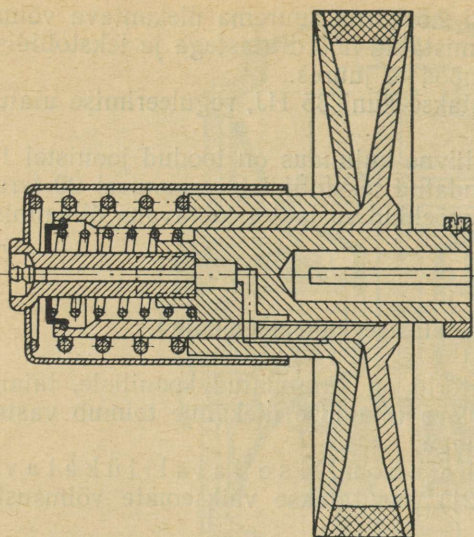
Joon. 21.



Joon. 22.

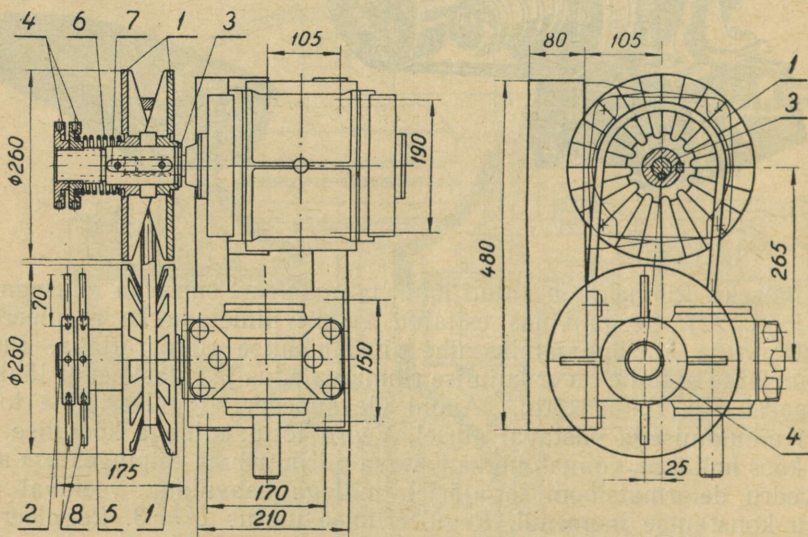
ülekandmiseks. Rihmaks on antud juhul normaalsest suurema laiusuga kiilrihm (joon. 22). Seega võiks esitatud ajamit nimetada ka reguleeritava ülekandearvuga kiilrihmajamiks ühe siledapöialise rihmarattaga. Puuduseks nimetatud ajamile on erikujulise rihma vajadus ja rataste suur läbimõõt suure paksusega rihma tõttu. Ajami ülekandearvu reguleerimine toimub mootori nihutamise vastaval alusel. Vedru tõttu, millega koonilise ratta pooled koos hoitakse, võimaldub ka teatava piirini rihma eelpingestuse muutmise vedru deformatsiooni tagajärjel, millega saavutame veetaval võllil peaaegu konstantse momendi. Reguleerimise ulatus  $U \approx 3$ . Reguleeritava ratta konstruktsioon on esitatud joonisel 23.

b) Ühe rihmaga kiilrihmvariaatorid kahe koonilise laialilükatava rattaga (joon. 24) leiavad suuremat praktilist kasutamist, kuna nende juures on võimalik ära kasutada normaalseid kiilrihmu. Kiilrihmvariaatori konstruktiivne kujundus on järgmine (НИИХИМ-



Joon. 23.

МАШ<sup>1</sup> Harkovi filiaal). Mootori võllile on kinnitatud liistu abil rumm 3, millele on asetatud aksiaalse liikumisvabadusega koonilised kettad 1. Ketaste koonuspindadel on radiaalsed sooned. Kettad 1 on juhivad juhtliistude 7 kaudu, kusjuures nad on asetatud koonuse tippudega vastastikku selliselt, et ühe ratta väljaulatuv pind on kohakuti teise ratta süvendiga, mis võimaldab koonuste teineteise sisse tungimist. Kettad surutakse kokku vedru 6 mõjul, mis ühes otsas toetub rummu 3 peale keeratud mutritele 4. Mutrite 4 abil on võimalik vedru survet muuta, mille tagajärjel muutub ka rihma eelpingestus. Vedru 6 peamiseks ülesandeks on reguleerida rihma pingust ülekandearvu muutmisel. Veetavale võllile (antud juhul tiguajami võllile) on kinnitatud



Joon. 24.

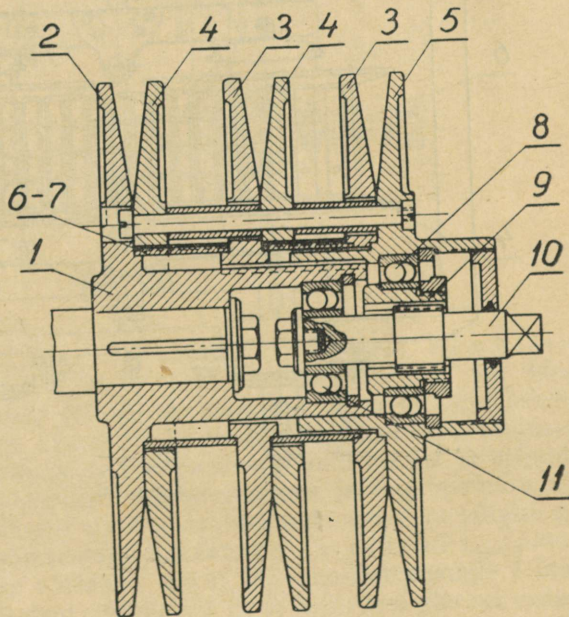
<sup>1</sup> НИИХИММАШ — Научно-исследовательский Институт химического машиностроения.

samasugune komplekt kettaid koos rummuga, ainult vedru asemel on muhv 5. Siin on nutritel 4 erilised käepidemed 8, mille abil toimub nutrite keeramine. Mõlemad kettakomplektid on ühendatud kiilrihmaga, mis asetseb ketaste poolt moodustatud kanalis ja eelpingestatakse vedru 6 abil.

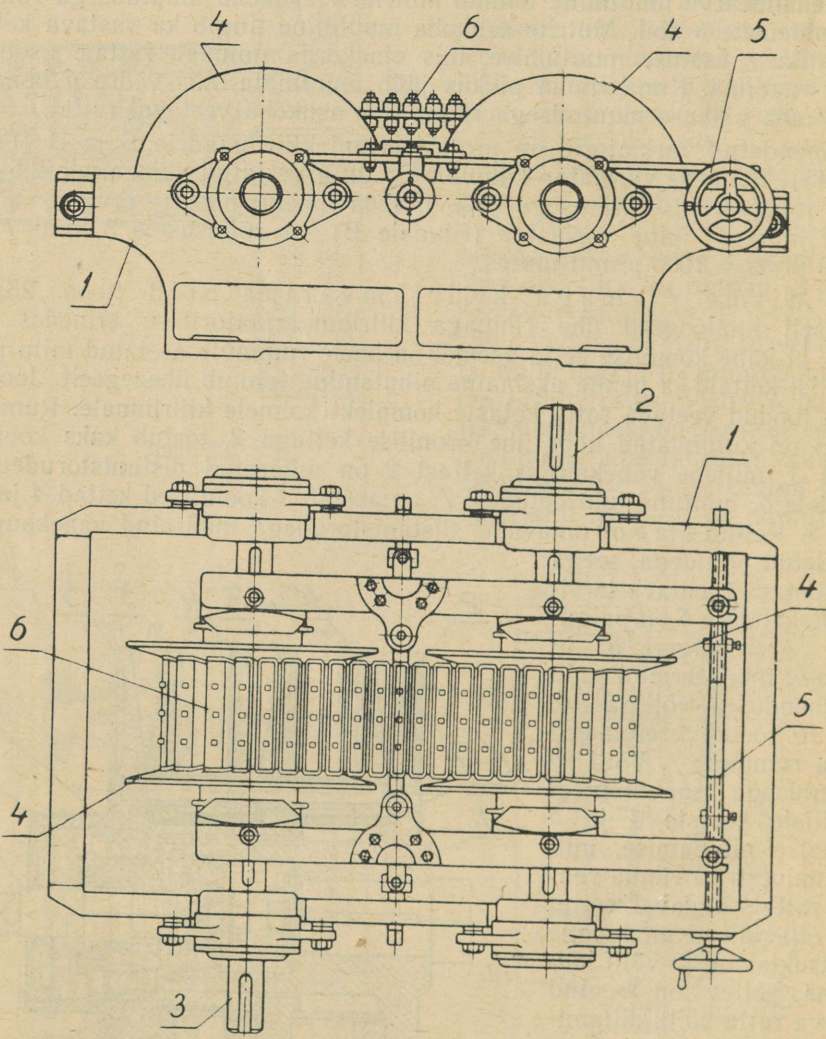
Ülekandearvu muutmine toimub nutrite 4 asukoha muutmisega rummul 2 käepidemete 8 abil. Nutrite asukoha muutmine tingib ka vastava ketaste vastastikuse asetuse muutumise, mis omakorda muudab rattale asetunud rihma raadiust. Kuna rihma pikkus jääb muutmata, siis vedru 6 kompenseerib oma pikkuse muutmisega rihma uue asukoha veetaval rattal.

Tähendatud variaatorid on projekteeritud kiilrihmadele B ja B (ГОСТ 1284-45). Esimene variaator (rihmale B) on arvestatud võimsusele 2,5 kuni 4 HJ, reguleerimise ulatusega  $U=4$ , vedava võlli pöörde arvu  $n_0=1000$  p/min juures. Teine variaator (rihmale B) — võimsusele 3 kuni 7 HJ,  $U=3$  ja  $n_0=1000$  p/min juures.

c) Mitme rihmaga kiilrihmvariaatorid (joon. 25) on põhiliselt analoogsed ühe rihmaga kiilrihmvariaatoritele, erinedes vaid selles, et kahe koonilise ketta asemel on ühele rummule asetatud mitu paari koonilisi kettaid ja nende aksiaalne nihutamine toimub üheaegselt. Joonisel 25 on toodud veetava ratta ketaste komplekt kolmele kiilrihmale. Rummule 1, mis on kujundatud koos ühe koonilise kettaga 2, toetub kaks koonilist ketast 3, millede vahekaugus kettast 2 on määratud distantstorudega 6. Torudele 6, juhitud juhtliistudest 7, on asetatud koonilised kettad 4 ja otsketas 5. Kettad 4 ja 5 on omavahel distantstorudega määratud vahekaugusel ja liidetud poltidega, seega moodustavad teatava terviku. Otskettasse 5 on paigutatud veerelaager 8 ja rumm 9, mis kerme kaudu on ühenduses võlliga 10. Võll 10 toetub veerelaagri kaudu rummule 1. Võlli 10 pööramisega saavutamegi kooniliste ketaste 4 ja 5 aksiaalse nihutamise, millega muutub ka rihma raadius rattal. Vedaval rattal võib olla täiesti analoogne konstruktsioon ja võlli käitamisega selliselt, et vedava ratta ketaste lähendamisega veetava ratta kettad kaugenevad. Kruvimehhanismi asemel võib edukalt kasutada ka reguleeritava survevedru.



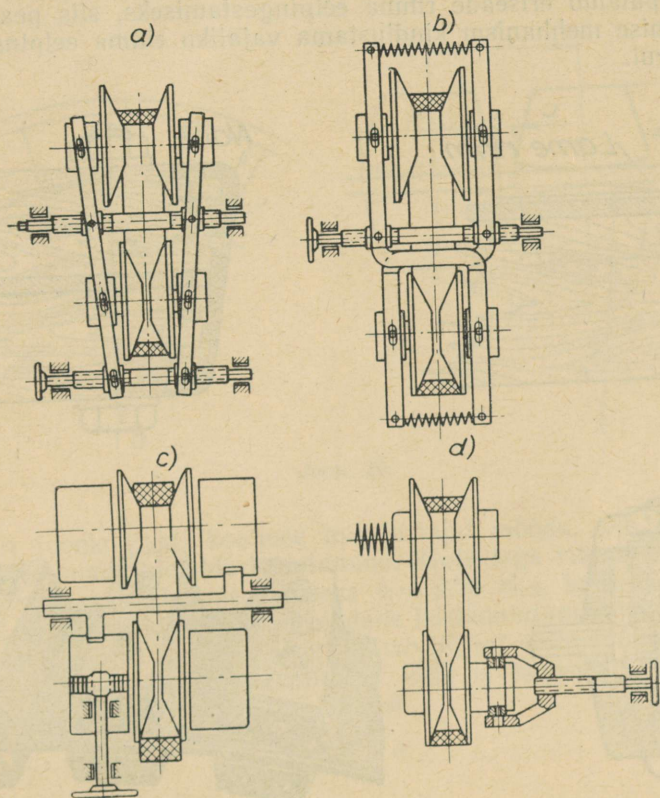
Joon. 25.



Joon. 26.

Analoogselt eelmisele juhule valmistatakse nimetatud variaatoreid rihmadele B ja B (ГОСТ 1284-45), kuid väiksema reguleerimise ulatusega,  $U = 2$  kuni 3.

Kiilrihmvariaatori arvutus toimub analoogselt kiilrihmajamiga (vt. Masina-elementid X. Rihmajamid).

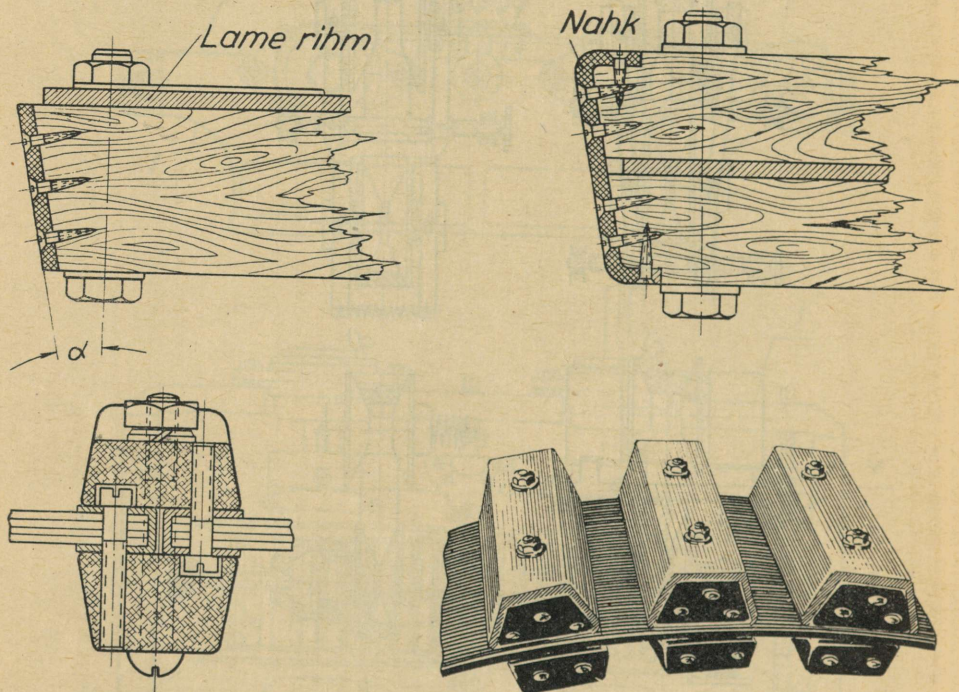


Joon. 27.

d) Kombineeritud kiilrihmaga, kahe koonilise laialilükatava rattaga variaatorid (joon. 26) on kõige vanemad selle liigi variaatorite esindajad, kuid leiavad veel tänapäevalgi laialdast kasutamist tänu oma lihtsusele ja suurele reguleerimise ulatusele. Tähendatud variaatoreid valmistatakse võimsusega kuni 80 HJ ja erijuhtudel isegi kuni 150 HJ, sümmeetrilise reguleerimisega ja reguleerimise ulatusega  $U = 2$  kuni 10. Kasutegur on olemas ülekandearvust ja kõigub piires  $\eta = 0,8$  kuni 0,97, kus väiksemad  $\eta$  väärtused on kehtivad  $i_{max}$  juhule.

Kombineeritud kiilrihmaga variaator (joon. 26) koosneb raamile 1 laagrite kaudu toetatud paralleelsetest võllidest 2 ja 3, milledest üks on vedaja, teine veetav. Kumbki võll kannab kahte koonilist ketast 4, millistel on võllil

aksiaalne liikumisvabadus. Koonilised kettad 4 on asetatud tippudega vastastikku, moodustades kiilukujulise kanali. Ülekandearvu muutmine toimub ketaste kokku- ja laialilükkamisega vastava mehhanismi 5 abil. Ülekandearvu muutmise mehhanismide skeemid on toodud joonisel 27. Enam tähelepanu tuleb pöörata skeemile *a*, kui kõige lihtsamale lahendusele. Kuna antud variaatoril puudub eriseade rihma eelpingestamiseks, siis peab ülekandearvu muutmise mehhanism kindlustama vajaliku rihma eelpingestuse igal ülekandearvul.



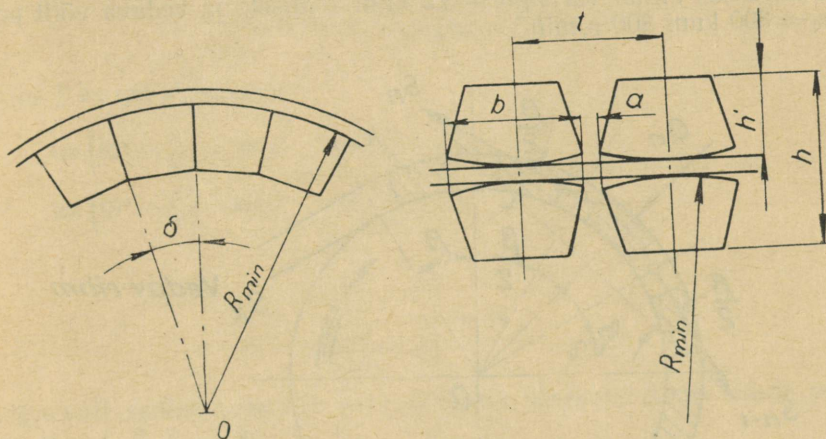
Joon. 28.

Jõu ja liikumise ülekandmine rataste vahel toimub kombineeritud rihmaga, mis koosneb kummeeritud tekstiilrihmast ja selle külge poltidega liidetud imbutatud puidust klotsidest (joon. 28). Hõõrdeteguri suurendamise eesmärgil on klotside otsad kaetud nahaga. Kombineeritud rihma asemel kasutatakse mõningail juhtudel ka erilist nahkpakkudega ketti, või mittestandardse laiusega hammaskiilrihma.

Klotsi otste teravnemisnurk  $2a$  määratakse tingimusest, et nurk  $a$  on suurem kui klotsi kattmaterjali hõõrdenurk, s. o.  $a > \rho$ . Näiteks naha juures, kus  $f = 0,3$ , on  $a_{\min} \approx 16^\circ$  kuni  $20^\circ$ .

Rihma kujundamisel puidust klotsidega tuleb klotsi mõõdete määramisel

lähendada rihma asetusest rattale minimaalsema raadiuse järgi. Minimaalse raadiuse suurus oleneb valitud rihma paksusest (vt. Masina-lemendid X. Rihmajamid). Rihma painutamisel minimaalsema raadiuse järgi võivad klotsi küljed kokku puutuda, millega on määratud ka klotsi külgede teravnemisnurk  $\delta$  (joon. 29). Kuna klotside otste ja ketaste tööpiindade vahel saame



Joon. 29.

teoreetiliselt joonkontakti koonuse moodustajat mööda, siis ei osutu ots-tarbekohaseks laiade klotside kasutamine. Klotsidega rihma lähendamiseks kiilrihmale valitakse klotside laiuks  $b = 0,25 d_{\min}$  kuni  $0,15 d_{\min}$  (kus  $d_{\min} = 2 R_{\min}$ ). Kuna klotside külgpindade kokkupuutumise nõue rihma painutamisel minimaalse raadiuse järgi nõuab liigset valmistamise ja monteerimise täpsust ja mida rihma venimise tõttu ei saavutata, siis valitakse klotside samm  $t$  suurem kui klotsi laius  $b$

$$t = b + a,$$

kus  $a = 2$  kuni  $5$  mm, olenevalt  $b$  suurusest.

Klotside kogukõrgus  $h$  oleneb lubatavast kontaktpingest. Ühe klotsi kõrgus  $h'$  ei ole soovitatav valida suurem kui klotsi laius  $b$ , vastasel juhul koormame rihma klotsi pöördumisel tekkida võiva paindemomendiga.

Rihma liitmine lõputuks rihmaks toimub kas klotsidevahelises rihma osas või kahekordsete klotside korral klotside kaudu (joon. 28). Esimest moodust tuleb lugeda puudulikuks, kuna rihma liide nõuab teatavat pikkust, mille tõttu klotside samm liite kohal suureneb. Nii üks kui teine moodus ei võimalda rihma lühendamist vabalt valitud pikkuse võrra, on võimalik rihma lühendamine ainult ühe või mitme sammu ulatusel.

Rihma maksimaalse lubatava kiiruse valik on sõltuv rihmaga liidetud klotside ja poltide mõõteist ja määratakse valemiga:

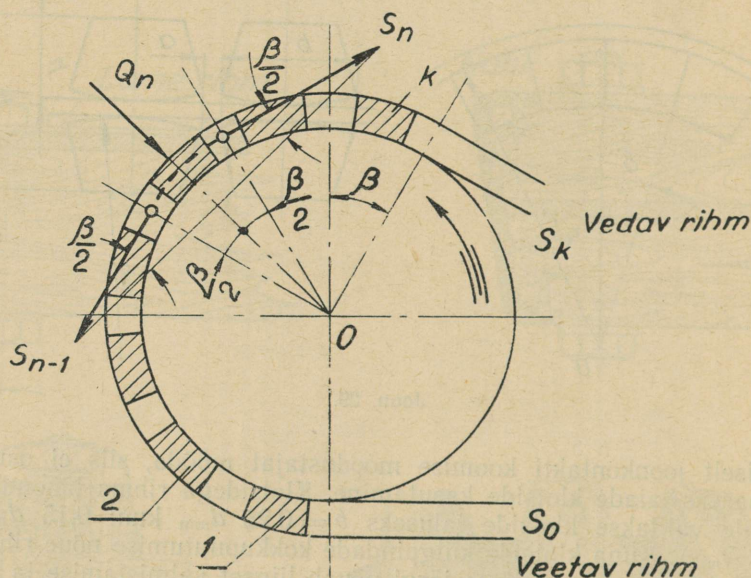
$$v = 1,81 \sqrt{\frac{F \cdot R_t}{q}} \text{ [m/sek.],} \quad (8)$$

kus  $F$  on rihma ristlõike pind  $\text{cm}^2$ ,

$R_t$  — lubatav tõmbepinge rihmas  $\text{kg/cm}^2$ ,

$q$  — rihma jooksva meetri kaal  $\text{kg}$ .

Kuna rihma jooksva meetri kaal antud juhul kujuneb võrdlemisi suureks, siis valemi (8) kaudu määratud kiirus on suhteliselt väike. Tavaliselt on rihma kiiruseks antud variaatoris 3,5 kuni 7  $\text{m/sek}$ . ja vedava võlli pöörete arv  $n_0 = 300$  kuni 800  $\text{p/min}$ .



Joon. 30.

Kombineeritud rihma arvutus toimub järgmiselt. Joonisel 30 toodud skeemil eraldame osa  $n$ , mis koosneb ühest klotsist ja rihmast sammu  $t$  ulatusel. Rihm jaotub seega üksikuiks osadeks, kus igale osale vastab haardeturk  $\beta$ . Olgu minimaalne klotside arv, mis üheaegselt puutub kokku ratta tööpinnaga, võrdne  $k$ . Jättes arvestamata rihmale mõjuvad tsentrifugaaljõud, saame tasakaalu tingimuse:

$$S_n \cos \frac{\beta}{2} = S_{n-1} \cos \frac{\beta}{2} + P_n \quad \text{ja} \quad S_n \sin \frac{\beta}{2} + S_{n-1} \sin \frac{\beta}{2} = Q_n. \quad (9)$$

Kuna antud juhul on tegemist elementaarse kiilrihmaga, siis  $P_n$  ja  $Q_n$  on omavahel seotud vahekorraga

$$P_n = f' Q_n,$$

kus  $f'$  on efektiivne hõõrdetegur, mis oleneb klotsi otsa teravnemisnurgast  $2\alpha$ .

Seega valem (9) omab kuju:

$$(S_n - S_{n-1}) \cos \frac{\beta}{2} = f' Q_n \text{ ja } (S_n + S_{n-1}) \sin \frac{\beta}{2} = Q_n, \quad (10)$$

millest

$$\frac{S_n - S_{n-1}}{S_n + S_{n-1}} = \frac{f'}{\tan \left(90^\circ - \frac{\beta}{2}\right)}.$$

Võttes  $f' = \tan \varrho'$ , saame:

$$\frac{S_n}{S_{n-1}} = \frac{\tan \left(90^\circ - \frac{\beta}{2}\right) + \tan \varrho'}{\tan \left(90^\circ - \frac{\beta}{2}\right) - \tan \varrho'} = \frac{\cos \left(\frac{\beta}{2} - \varrho'\right)}{\cos \left(\frac{\beta}{2} + \varrho'\right)} = m \text{ ehk } S_n = S_{n-1} \cdot m, \quad (11)$$

kus

$$\frac{\cos \left(\frac{\beta}{2} - \varrho'\right)}{\cos \left(\frac{\beta}{2} + \varrho'\right)} = m.$$

Järgnevalt saame valemist (11) määrata üksikute rihma osade pingused, kui  $n = 1, 2, 3 \dots k$

$$S_1 = S_0 m; S_2 = S_1 m = S_0 m^2; \dots S_k = S_0 m^k, \quad (12)$$

kus  $S_0$  on rihma pingus veetavas harus,  
 $S_k$  — rihma pingus vedavas harus.

Võimalik ringjõud  $P = \sum_{n=1}^{n=k} P_n$ , kus  $P_n$  on määratav valemiga (10)

$$P_n = (S_n - S_{n-1}) \cos \frac{\beta}{2} = S_0 (m^n - m^{n-1}) \cos \frac{\beta}{2},$$

seega

$$P = S_0 \cos \frac{\beta}{2} \cdot \sum_1^k (m^n - m^{n-1}) = S_0 (m^k - 1) \cos \frac{\beta}{2}. \quad (13)$$

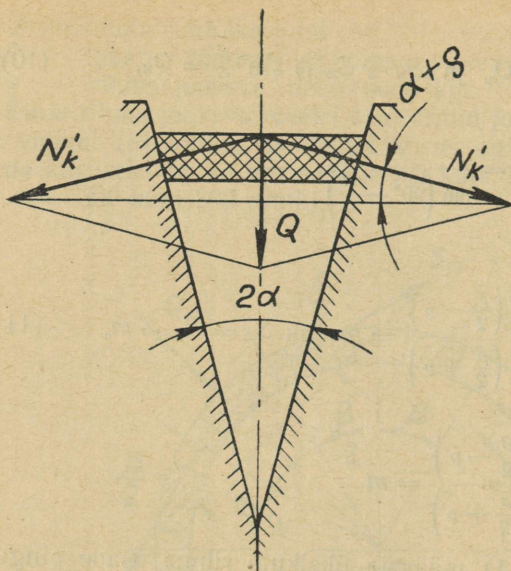
Valemist (13) saame veetava haru pinguseks

$$S_0 = P \frac{1}{(m^k - 1) \cos \frac{\beta}{2}} \approx \frac{P}{m^k - 1}, \quad (14)$$

ja valemist (12) ja (14) vedava haru pinguseks

$$S_k = S_0 m^k = P \frac{m^k}{(m^k - 1) \cos \frac{\beta}{2}} \approx P \frac{m^k}{m^k - 1}, \quad (15)$$

kui lugeda  $\cos \frac{\beta}{2} \approx 1$ , kuna  $\frac{\beta}{2}$  on väga väike.



Joon. 31.

Järelikult

$$N'_k = S_k \frac{m+1}{m} \cdot \frac{\sin \frac{\beta}{2}}{2 \sin(\alpha + \varphi)}. \quad (16)$$

Peale  $m$  asendamist tema tegeliku avaldusega saame lõplikult

$$N'_k = S_k \frac{\sin \beta \cos \varphi}{2 \cos \left( \frac{\beta}{2} - \varphi \right) \sin(\alpha + \varphi)}. \quad (17)$$

#### 4. Variaatorid jäiga vaheelemendiga.

Sia gruppi kuuluvatest variaatoritest on kaasajal enamlevinenumaks tüübiks kahe laialilükatava koonilise rattaga variaator, kus rataste vaheline sidetus saavutatakse jäiga, terasest rõngaga (joon. 32). Tähendatud variaatoritel on võrdlemisi kompaktnen ehitusviis, mille tõttu nad on rakendatavad suurtel kiirustel vaatamata sellele, et kiiruste jagunemine kontaktpindades ei ole eriti hea. Kompaktnen ehitusviisi ja suurematel kiirustel rakendatavuse tõttu on nimetatud variaatorid leidnud laialdase kasutuse tööpingiehituses ja rakendatakse hea eduga ka võrdlemisi kõrgesse täpsusklassi kuuluvatel pinkidel.

Vedava haru pinguse  $S_k$  järgi määratakse rihma vajalik ristlõike pindala. Rihma ristlõike nõrgustus poldi aukude tõttu võetakse valemis (15) arvesse tegeliku ringjõu suurendamisega 20 kuni 30% võrra.

Klotsi otspinnad kontrollitakse kontaktpingele normaaljõust  $N'_k$ , kus  $N'_k$  on enamkoormatud klotsi otspindadele mõjuv normaaljõud (joon. 31),

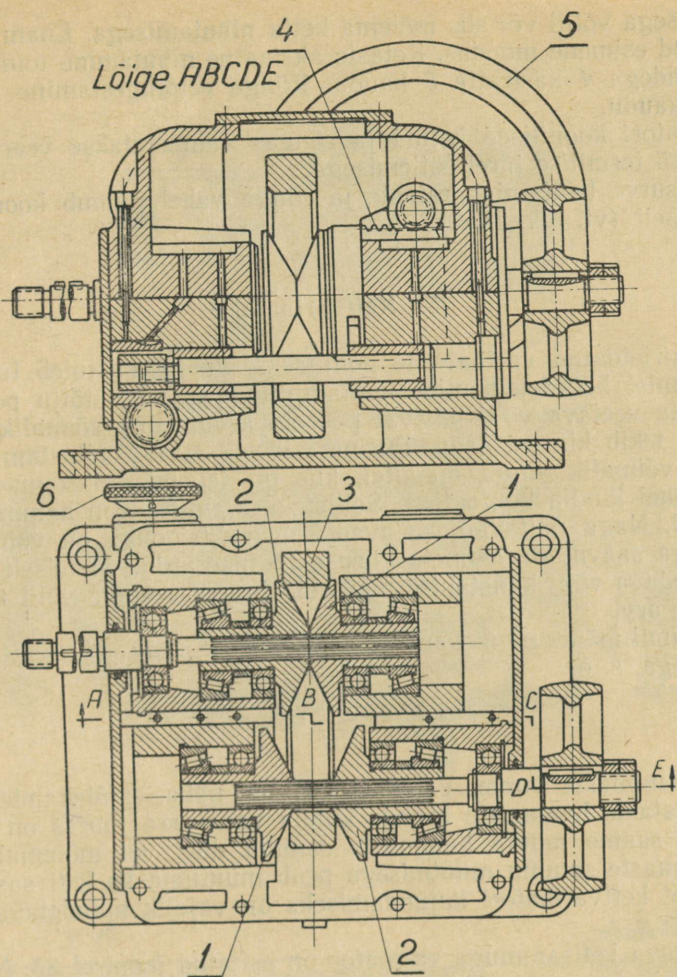
$$N'_k = \frac{Q_k}{2 \sin(\alpha + \varphi)}.$$

$Q_k$  määrame valemist (9):

$$\begin{aligned} Q_k &= (S_k + S_{k-1}) \sin \frac{\beta}{2} = \\ &= S_k \left( 1 + \frac{S_{k-1}}{S_k} \right) \sin \frac{\beta}{2}, \end{aligned}$$

kuna  $S_k = S_{k-1} \cdot m$ , siis

$$Q_k = S_k \frac{m+1}{m} \sin \frac{\beta}{2}.$$



Joon. 32.

Jäiga rõngaga variaatoreid valmistatakse võimsusega 0,5 kuni 10 HJ ja reguleerimise ulatusega 6, 9, 12 ja isegi kuni 16, vedava võlli pöörete arvu juures 1500 p/min.

Esitatud variaatoril on kooniliste ketaste osas analoogne kujundus kombineeritud rihmaga variaatoriga. Ka siin (joon. 32) on siledapinnalised koonilised kettad 1 ja 2 asetatud paralleelsetele võllidele paariviisi, koonuse tippudega vastastikku. Koonuste tipunurk on tavaliselt 130°. Ülekandearvu muutmine toimub ühe ketaste paari laiali- ja teise paari vastava kokkulükkamisega. Seejuures rõngas 3 libiseb ketastel ja võtab omale uue asendi. Ülekandearvu reguleerimine toimub kas kummaski ketaste paarist ühe ketta

nihutamisega võllil või siis mõlema ketta nihutamisega. Enam rakendamist on leidnud esimene moodus. Ketaste aksiaalne nihutamine toimub hammaslätülekandega 4 käsiratta 5 kaudu. Rõnga eelpingestamine toimub tiguajami 6 kaudu.

Variaatori koonilised kettad ja rõngas valmistatakse veerelaagri terasest IIIX15 termilise järeltöötlemisega.

Vastusurve tekitamine rataste ja rõnga vahel toimub koormuse mõjul automaatselt (vt. ptk. IV-5).

## 5. Kettvariaatorid.

Seni kirjeldatud variaatorite põhiliseks puuduseks tuleb lugeda suhtelist libisemist hõrdelementide kontaktpindades, mille tõttu pole võimalik kindlustada veetava võlli püsivat pöörete arvu, kuna võimaliku libisemise tagajärjel tekib kiiruse kadu. Püsiva pöörete arvu kindlustamine veetaval võllil on võimalik ainult ajamitel, kus on tegemist ülekannet teostavate rataste vahel kindla kontaktiga. Sellisteks ajamiteks on hammasajamid ja kettajamid. Nagu näitavad vastavad konstruktsioonid, on võimalik erilise kettajamiga saavutada astmeta kiiruse reguleerimine ja teiselt poolt kindlustada vedava võlli konstantsete pöörete juures veetava võlli täpselt vajalik pöörete arv.

Kettajamil määrame ülekandearvu veetava ja vedava ketiratta hammaste arvu suhtega, s. o.

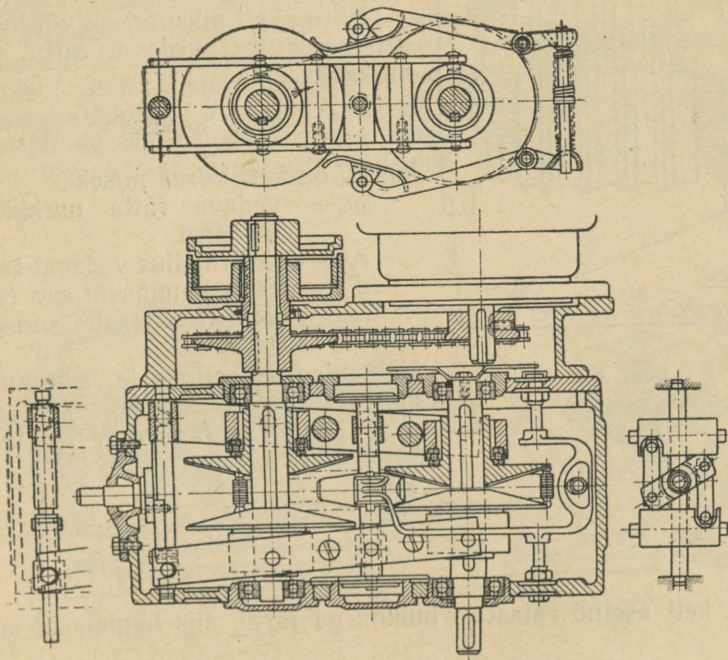
$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_2 t}{z_1 t} = \text{const}, \quad (18)$$

kus  $t$  on hammaste samm. Valemist (18) on näha, et ülekandearvu muutmine ketirataste hammaste arvude kindla vahekorra juures on saavutatav juhul, kui saame muuta hammaste sammu ühel või mõlemal ketirattal. Koos hammaste sammu muutmise peab muutuma ka keti samm. Sellest järeldub, et kettvariaatori kujundamiseks on vajalik muudetava sammuga kett.

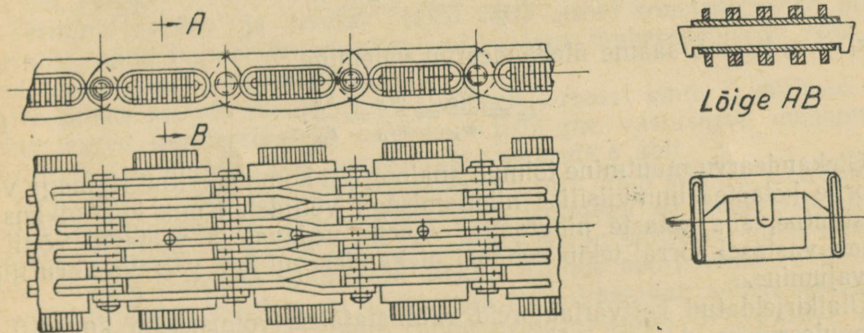
Muudetava ketisammuga variaator on esitatud joonisel 33. Nagu jooniselt näha, on variaatori põhikujundus sarnane kombineeritud rihmaga variaatorile, erinevusega vaid selles, et kooniliste ketaste tööpinnad omavad trapetsi kujulise ristlõikega hambaid koonuse moodustaja suunas. Koonilised hammastatud kettad on asetatud võllile selliselt, et ühe ketta hamba vastas asuks täpselt teise ketta hamba vahe, seega on pööratud  $0,5t$  võrra.

Kett (joon. 34) koosneb üksikutest lülidest, mis on omavahel liidetud võllikuga. Lülide sisse on asetatud pakk õhuke si plaadikesi paksusega  $0,5$  mm. Plaadikesed on monteeritud kasseti ja võivad keti teljele ristsuunas üksteise suhtes vabalt liikuda. Kuna ketaste hambad on üksteise suhtes  $0,5t$  võrra nihutatud ja plaadikeste pikkused on võrdsed, siis ühe paki plaadikeste paiknevus ketaste vahel toimub joonisel 35 näidatud viisil, olenevalt keti lülide sammust.

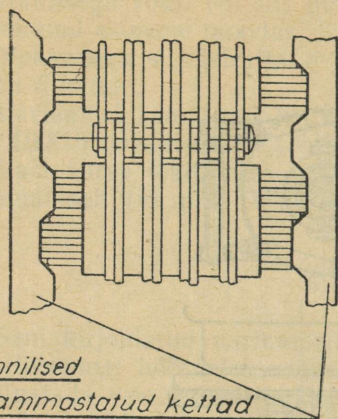
Keti rahulikuma töötamise kindlustamiseks on variaatoris eriline keti pingutusseade, mis töötab vedrude abil.



Joon. 33.



Joon. 34.



Joon. 35.

saame:

$$\text{kus } m_x = \frac{2r_x}{z}.$$

Kuna kett asetub ratastele hulknurga järgi, siis hammaste samm ket- tal on

$$t_k = 2r_x \sin \frac{\pi}{z}. \quad (21)$$

Keti kiiruse võrdsusest vedaval ja veetaval rattal, s. o.

$$\frac{\omega_o z_1 m_o}{2} = \frac{\omega_x z_2 m_x}{2},$$

ja  $z_1 = z_2$  korral, saame ülekandearvu valemiga

$$i_x = \frac{\omega_o}{\omega_x} = \frac{m_x}{m_o} = \frac{r_x}{r_o}. \quad (22)$$

Ülekandearvu muutmine toimub analoogselt kombineeritud rihmaga vari- aatorile ketaste sunniviisilise nihutamisega võllidel. Kuna keti pikkus on konstantne, siis ketaste nihutamise suurus vedaval ja veetaval võllil on erinev, vastasel korral tekib teataval ülekandearvul keti veetava haru liigne läbivajumine.

Ülalkirjeldatud kettvariaatoreid valmistatakse võimsusega kuni 10 HJ ja reguleerimise ulatusega  $U = 6$ . Ajam töötab õlivannis.

Leiame ka kettvariaatoreid, kus ülekandearvu muutmine on saavutatud hammaste arvude muutmise teel. Keti samm on seejuures konstantne. Tähdendatud variaatorid rataste ja keti komplitseeritud konstruktsiooni tõttu ei ole leidnud laiemat rakendamist.

Reguleerimise ulatuse määramine on analoogne kombineeritud rihmaga variaa- torile.

Kiirus keti pikkusel on võrdne ja oleneb keti raadiusest vedaval rattal ja viimase nurkkiirusest:

$$v_x = \omega_o r_x = \frac{z t_x}{2\pi} \omega_o, \quad (19)$$

kus  $v_x$  on keti kiirus m/sek.,

$\omega_o$  — vedava ratta nurkkiirus,  $\omega_o =$   
= const,

$r_x$  — keti raadius vedaval rattal,

$z$  — ketta hammaste arv ( $z_1 = z_2$ ),

$t_x$  — ketta hammaste samm raadiu- sel  $r_x$ .

Väljendades hammaste sammu mooduli kaudu

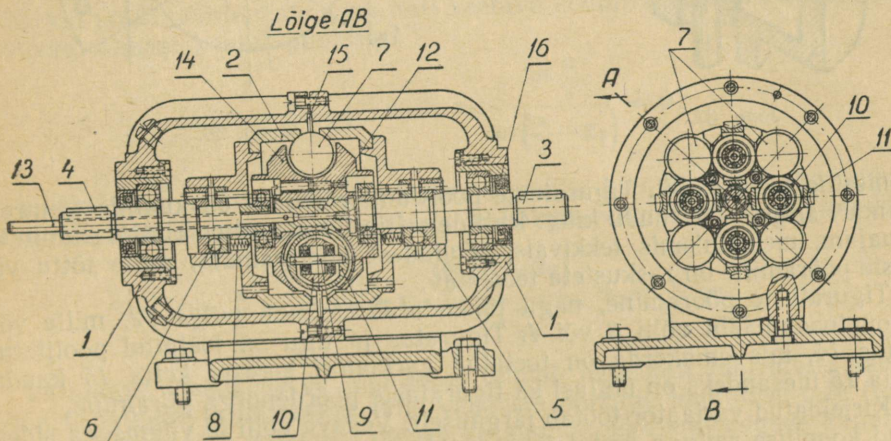
$$t_x = m_x \pi,$$

$$v_x = \omega_o \frac{z m_x}{2\pi} = \text{const} \cdot m_x, \quad (20)$$

## 6. Kuulvariaatorid.

Kuulelementidega planetaarvariaatoreist on toodud Masinaehituse ja Aparaadiehituse Ministeeriumi Erikonstruktsioonide Büroo (СКБ<sup>1</sup>) poolt kujundatud väiksevõimsusega variaator (joon. 36).

Kogu variaatori mehhanism on paigutatud teljega risttasapinnas poolitatud kereisse 1. Mehhanismi vedavaks ja veetavaks lüliks on vedavale võllile 3 ja veetavale võllile 4 vabalt toetuvad sisemiste koonustega rattad 2, mis on sidestatud võllidega koormuse mõjul pingestuvate kuulsiduritega. Kuulsidurid koosnevad termiliselt töödeldud terasseibidest 5, mille ots-



Joon. 36.

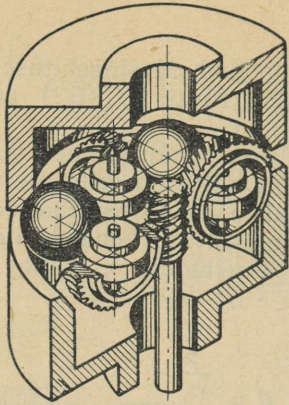
pindadel on kolm kruijoonelist soont ja viimastes paiknevad kuulikesed 6 (vt. ptk. IV-5).

Terminid „vedav” ja „veetav” tuleb võtta antud konstruktsiooni juures tingimisi, kuna reguleerimismehhanismi vastava ümberasetusega võib ülekande saavutada ka vastusuunaliselt.

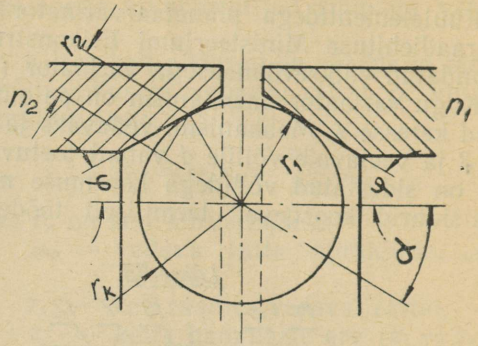
Koonuliste rataste vahele on suletud neli terasest kuuli 7, millised ongi ülekandearvu reguleerivateks osadeks. Esialgne vastusurve mehhanismi pöörlevate elementide vahel saavutatakse vedrude 8 abil.

Variaatori teljega ristiiolevas tasapinnas, mis läbib kuulide tsentroid, on kuulid toetatud võllidel 9 vabaltpöörlevate rullidega 10. Seejuures on rullide asend selline, et nende tsentrid asuvad ruudu külgedel, mille moodustavad kuulide tsentroid ühendavad sirged. Rullide pöörlemisteljed lõikuvad tähendatud ruudu külgi ja on viimastega risti. Vastavalt sellele asuvad ka kuulide ja rullide kontaktpunktid ruudu külgedel (joon. 37). Rullide võllid on kinnitatud tiguratastes 11, milliseid võib pöörata võlli 13 ja selle külge

<sup>1</sup> СКБ — Специальное конструкторское бюро Главчаспрома Министерства машиностроения и приборостроения.



Joon. 37.



Joon. 38.

kinnitatud teo 12 abil. Tigurataste pöördumise teljeks on kuulide tsentreid ühendav sirge, s. o. ruudu külg. Rullide sellisel asetusel on rullid, samuti ka tiguajam, mehhanismis tekkivaist jõududest koormamata, mille tõttu viimaste pööramine on raskusteta teostatav.

Tigurataste pööramine, nagu tähendatud, toimub teoga 12, mille võlli 13 on toodud läbi võlli 3 või 4. Tiguratas ja tigu on toetatud poolitatud kesta 14, mis omakorda on toetatud variaatori kesse ketta 15 kaudu. Ketta 15 ülesandeks on ühtlasi ka tigurataste pöördenurga piiramine.

Kirjeldatud variaator töötab järgmiselt. Vedava võlli ja viimasega sidestatud koonilise rattaga käitatakse kuulid (joon. 37). Kuna kuulid toetuvad variaatori teljega ristiolevas pinnas rullidele, siis kuulide pöörlemine võib toimuda ainult kuulide tsentreid läbivate telgede ümber.

Pöörlevad kuulid käitavad omakorda veetava võlliga sidestuses oleva koonilise ratta. Vedava ja veetava võlli pöörete arvude vaherkord, s. t. variaatori ülekandearv oleneb kuulide pöörlemistelgede kaldnurgast variaatori teljega, s. o. nurgast  $\alpha$  (joon. 38). Seega

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

Kuna  $r_1 = r_k \cos(\varphi - \alpha)$  ja  $r_2 = r_k \cos(\varphi + \alpha)$ , siis

$$n_2 = n_1 \frac{\cos(\varphi + \alpha)}{\cos(\varphi - \alpha)}, \quad (23)$$

kus  $n_1$  on vedava võlli pöörete arv minutis,

$n_2$  — veetava võlli pöörete arv minutis,

$\varphi$  — kooniliste rataste koonuse moodustaja nurk variaatori teljega,

$r_1$  ja  $r_2$  — kooniliste rataste ja kuuli kontaktpunktide kaugus kuuli pöörlemisteljest, olenevalt nurgast  $\alpha$ ,

$r_k$  — kuuli raadius.

Vastavalt valemile (23) saame teoreetilisel:

1) kui kuuli pöörlemistelg on paralleelne variaatori teljega:

$$\alpha = 0; n_2 = n_1 \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi} = n_1;$$

2) kui kuuli pöörlemistelg on risti variaatori teljega:

$$\alpha = \frac{\pi}{2}; n_2 = n_1 \frac{\cos\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)}{\cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} = -n_1;$$

3) kui kuuli pöörlemistelg on risti veetava koonilise ratta moodustajaga ja lõikab viimast kontaktpunktis:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi; n_2 = n_1 \frac{\cos \frac{\pi}{2}}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - 2\varphi\right)} = 0;$$

4) kui kuuli pöörlemistelg läheneb asendile, kus ta oleks risti vedava koonilise ratta koonuse moodustajaga ja lõikuks viimasega kontaktpunktis:

$$\alpha \rightarrow \frac{\pi}{2} + \varphi; n_2 \rightarrow n_1 \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} + 2\varphi\right)}{\cos \frac{\pi}{2}}; n_2 \rightarrow \pm \infty.$$

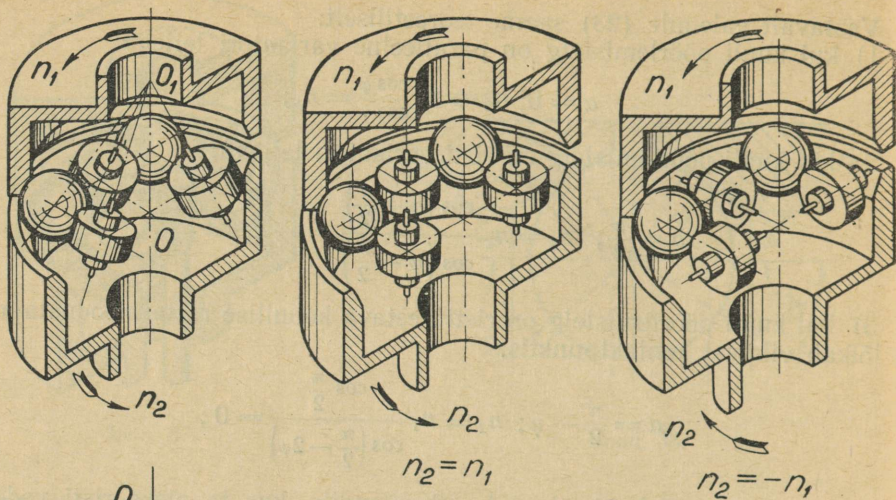
Variaatori ülekandearvu muutmine toimub tegelikult juhtrullide kaudu, viimaste telgede ja variaatori telje vaheliste nurkade muutmise teel (joon. 39). Rullide telgede kallakust oleneb ka kuulide pöörlemistelgede kallakus. Tähenatud kallaknurkade vahekorid on täielikult määratav kuuli ja rulli kontaktpunkti kiiruse kaudu. Kuna kahe kõva keha kontaktpunkti kiirused kehade üksteisel veeremisel peavad olema nii suunalt kui suuruselt võrdsed, siis kuulide pöörlemisteljed peavad asuma sirgeil, mille moodustavad kuulide tsentreid ühendavale ruudule kujundatud püramiidi külgede lõikejooned. Püramiidi kujundamise aluseks on rullide telgede lõikepunkt  $O_1$  variaatori teljega. Leitud püramiidist saame, et

$$\frac{\tan \alpha}{\tan \beta} = \frac{OB}{OA} = \sqrt{2}; \tan \alpha = \tan \beta \cdot \sqrt{2}, \quad (24)$$

kus  $\alpha$  on kuuli ja variaatori telje vaheline nurk,  
 $\beta$  — rulli ja variaatori telje vaheline nurk,  
 ja valem (23) saaksime järgmisel kujul:

$$n_2 = n_1 \frac{1 - \sqrt{2} \tan \varphi \tan \beta}{1 + \sqrt{2} \tan \varphi \tan \beta}. \quad (25)$$

Reguleerimise parandamiseks piires  $n_2 = n_1$  kuni  $n_2 = -n_1$ , millele vastaksid  $\alpha = \beta = 0$  ja  $\alpha = \beta = \frac{\pi}{2}$ , on soovitatav valida kooniliste rataste koonuse moodustaja nurk selline, et  $n_2 = 0$  saavutaksime  $\beta = \frac{\pi}{4}$  juures.



Joon. 39.

Kui  $\beta = \frac{\pi}{4}$ , siis valemist (24) saame  
 $\tan \alpha = \sqrt{2}$ ; kuna  $n_2 = 0$ , kui  $\alpha = \frac{\pi}{2} - \varphi$ ,  
 siis

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \sqrt{2}, \text{ millest } \tan \varphi = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

ja  $\varphi = 35^\circ 15'$ .

## 7. Planetaarvariaatorid.

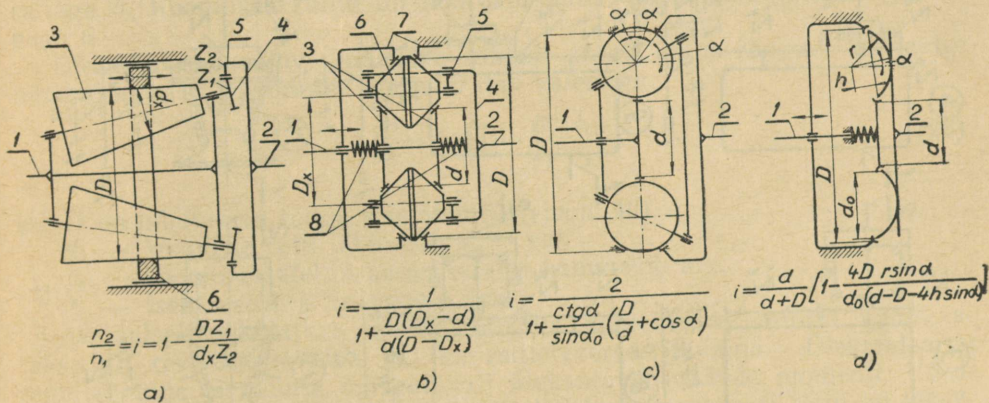
Planetaarajamina (vt. Masina-elemendid XII. Hammasajamid) kujundatud variaatorid võimaldavad kompaktses konstruktsioonis juures saavutada võrdlemisi suuri ülekandearve suure reguleerimise ulatusega ja veetava võlli reverseerimise võimalusega. Puuduseks planetaarvariaatoritele tuleb lugeda nende enamal juhul keerulist konstruktiivset kujundust ja eriti täpset töötlemise ja montaaži vajadust.

Planetaarvariaatorid jagatakse konstruktiivse kujunduse järgi kahte gruppi:

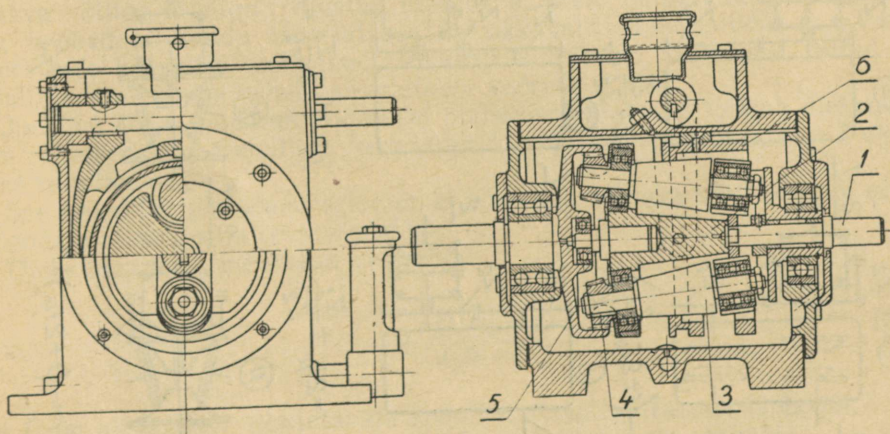
1) lihtsad planetaarvariaatorid — kus planetaarmehhanism on täielikult või osaliselt kujundatud hõõrdajamitest, millede ratastest üks on seisev (joon. 40),

2) sidestatud planetaarvariaatorid — kus variaator ühendab planetaarajami kahte lüli kahe vabadusastmega. Seega antud planetaarvariaatoritel puudub ajami seisev element (joon. 42).

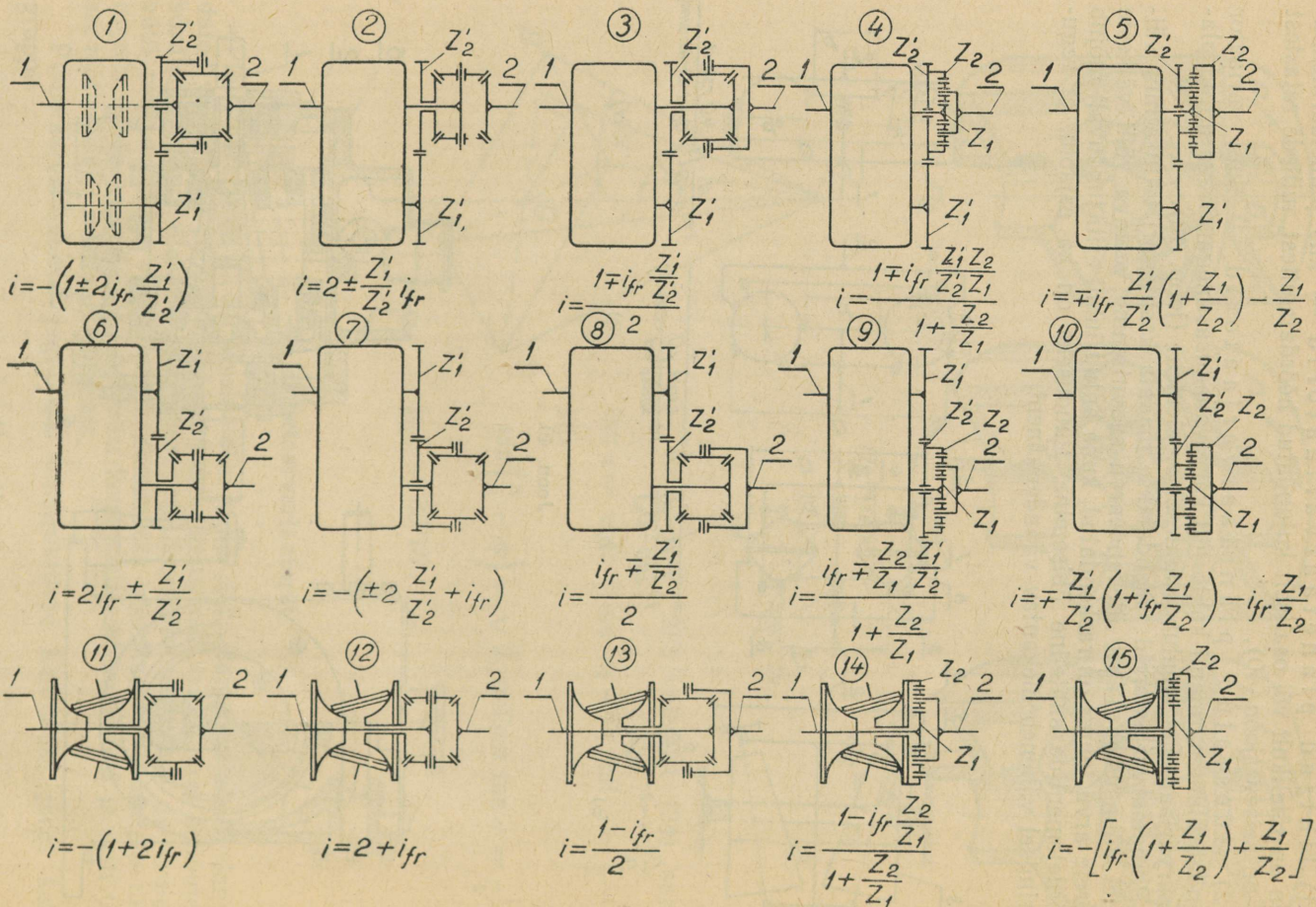
Planetaarvariaatoreid rakendatakse madala kasuteguri tõttu ainult väikestel võimsustel. Täpse ülekandearvu saavutamise veetava võlli väikeste pöörete arvu juures on raskendatud, kuna antud juhul eriti tunduvalt mõjub hõõrdelementide suhteline libisemine. Puuduseks on ka asjaolu, et reguleerimisel väheneb ülekantav väändmoment.



Joon. 40.



Joon. 41.



a) Lihtsad planetaarvariaatorid.

Lihtsad planetaarvariaatorid jagame satelliitelementide kuju järgi kahte gruppi ja nimelt koonilisteks ja kuulvariaatoriteks (joon. 40).

Kooniline planetaarvariaator aksiaalselt nihutatava kontaktrõngaga on esitatud joonisel 41, kinemaatiline skeem joonisel 40, *a*. Nagu selgub joonisel 41, koosneb variaator vedava võlliga 1 järgalt liidetud raamist 2. Raam 2 toetab kahte või kolme koonilist rulli 3. Koonilised rullid on raami asetatud selliselt, et rullide teljed lõikuvad vedava võlli telje ühes punktis ja moodustaksid vedava võlli teljega nurga, mis võrdub rulli koonuse poolele tipunurgale. Kooniliste rullide otsa on kinnitatud koonilised hammasrattad 4, mis hambuvad veetava võlli külge kinnitatud sisehammastega hammasrattaga 5. Koonilised rullid on hõõrdkontaktis aksiaalselt nihutatava rõngaga 6.

Ülekandearvu sujuv muutmine toimub antud juhul rõnga 6 aksiaalse nihutamisega. Ülekandearv on määratav valemiga:

$$i_x = 1 : \left( 1 - \frac{D}{d_x} \cdot \frac{z_1}{z_2} \right), \quad (26)$$

kus *D* on nihutatava rõnga siseläbimõõt (joon. 40),

*d<sub>x</sub>* — koonilise rulli läbimõõt, *d<sub>x</sub>* = var,

*z<sub>1</sub>* — koonilise satelliit-hammasratta hammaste arv,

*z<sub>2</sub>* — tsentraalratta hammaste arv.

Aksiaalselt nihutatava kontaktrõngaga planetaarvariaatorid valmistatakse nii reverseeritavaina kui ka mittereverseeritavaina. Ülekandearvu reguleerimine ei mõjuta märgatavalt ülekantavat väände momenti. Võrdlemisi lihtsa konstruktsiooni ja suhteliselt kõrge kasuteguri tõttu on kirjeldatud variaatorid leidnud laialdast rakendamist võimsustel kuni 15 HJ.

Joonisel 40, *b* toodud kooniline planetaarvariaator koosneb vedava võlli 1 külge aksiaalse liikumisvõimalusega kinnitatud koonilistest ratastest 3, veetava võlliga 2 järgalt liidetud raamist 4, mille külge radiaalselt liikuvate hoobade 5 kaudu kinnitatakse kaksikoonilised satelliidid 6. Variaatori kere külge on aksiaalselt liikuvalt kinnitatud koonilised rattad 7. Vajalik surve rataste vahel saavutatakse vedrude 8 abil.

Joonisel 40, *b* näidatud koonilisel planetaarvariaatoril toimub ülekandearvu reguleerimine kooniliste, kere külge kinnitatud tsentraalrataste 7 aksiaalse nihutamisega.

See kooniline planetaarvariaator ei võimalda veetava võlli pöörete arvu vähendamist nullini ja reverseerimist.

Ülekandearv on määratud valemiga:

$$i = \frac{1}{1 + \frac{D(D_x - d)}{d(D - D_x)}}, \quad (27)$$

kus *D* on aksiaalselt nihutatavate kooniliste tsentraalrataste läbimõõt,

*d* — vedavale võllile kinnitatud kooniliste rataste läbimõõt,

*D<sub>x</sub>* — kaksikooniliste satelliitrataste telgede vahekaugus.

Keerulise konstruktsiooni ja ebasoodsa hõõrdkontakti tõttu ei ole joonisel 40, *b* toodud variaator leidnud laialdast rakendamist.

Joonisel 40, *c* ja *d* on näidatud planetaarvariaatorid, kus satelliitratasena on kasutatud kuule või sfäärilise pinnaga rattaid. Ülekandearvu muutmine toimub antud juhul satelliitratasete telgede ja variaatori telje vahelise nurga *a* muutmise teel. Nurga *a* muutmine toimub joonisel 40, *c* esitatud variaatoril vastava hoovastiku abil. Joonisel 40, *d* esitatud variaatoril aga kere külge kinnitatud aksiaalselt liikuva tsentraalratta nihutamisega, kusjuures vajalik vastusurve säilitatakse vedru mõjul.

Kuulsatelliitidega variaatoreil on võimalik veetava võlli reverseerimine  $n_2 = 0$  läbimisega. Sfäärilise pinnaga satelliitidega variaatoreil on  $n_2 = 0$  saavutamine võimatu. Tingituna keerulisest konstruktsioonist ja ebasoodsast hõõrdkontaktist (suur suhteline libisemine) ei ole tähendatud planetaarvariaatorid leidnud jõuülekande seadmeina laiemat rakendamist, küll aga kasutatakse neid väikestel võimsustel pöörete arvu reguleerijaina.

## b) Sidestatud planetaarvariaatorid.

Sidestades tavalise planetaarvariaatori kahe vabadusastmega planetaarreduktoriga, saavutame tunduva reguleerimise ulatuse suurendamise,  $n_2 = 0$  läbivuse ja vajaduse korral ka reverseeritavuse. Samuti on võimalik sidestatud planetaarvariaatoreid kujundada sünkronisaatoritena, s. o. võrdlemisi väikse reguleerimise ulatusega variaatoritena.

Sidestatud planetaarvariaatoreil rakendatakse üldiselt kahte tüüpi planetaarreduktorit (joon. 42):

- 1) välishambumisega kooniliste hammasratastega (diferentsiaal),
- 2) ühe välis- ja ühe sisehambumisega silindriliste hammasrataste paariga.

Kooniliste hammasratastega planetaarreduktorit on võimalik kujundada võrdlemisi väikse läbimõõduga ja variaatorit viimasega vastavalt sidestades saavutame mitmesuguseid ajami ülekandearve.

Silindriliste hammasratastega planetaarreduktor, võrreldes koonilise planetaarreduktoriga analoogsete sidestusskeemide juures, võimaldab peale põhivariatsioonide saavutada veel ülekandearvu muutmist hammasrataste omavahelise ülekandearvu muutmise teel (hammasrataste vahetamisega). Peale selle on silindrilised hammasrattad lihtsamad ja odavamad valmistamisel ja võimaldavad aksiaalselt kompaktsemat konstruktsiooni.

Eriti suure reguleerimise ulatuse vajadusel tuleb joonisel 42 esitatud skeemidest valida sellised, kus ülekandearv on määratud vahega (miinusega) ja variaatori veetav võll on sidestuses planetaarreduktori raamiga, s. t. planetaarreduktori kõige aeglasema lüluga.

Üldiselt on sidestatud planetaarvariaatoreid otstarbekohane rakendada neil juhtudel, kus suure reguleerimise ulatuse vajadusel puudub ajami kasuteguril oluline tähtsus.

Variaatoritena rakendatakse antud juhul peamiselt sümmeetrilise reguleerimise ulatusega variaatoreid.

Sidestatud planetaarvariaatori üksikute parameetrite, nagu variaatori

reguleerimise ulatus  $U$ , hammasajamite ülekandearvud jt. määramisel antud piirülekandearvudest (maksimaalne ja minimaalne) lähtudes, tuleb kasutada kahte valemit, nimelt  $i_{\min}$  ja  $i_{\max}$ , kus esimesse asetame  $i_{fr} = i_{fr \min} = \frac{1}{\sqrt{U}}$  ja teise  $i_{fr} = i_{fr \max} = \sqrt{U}$ .

Skeemidel 1, 2, 3, 6, 7, 8, 14 ja 15 (joon. 42) vajalikud  $i_{\min}$  ja  $i_{\max}$  valemid on küllaldased reguleerimise ulatuse ja hammasajami ülekandearvu määramiseks. Skeemidel 4, 5, 9, 11, 12 ja 13 võib valida ainult üks piirülekandearvudest.

#### IV. HÖÖRDAJAMI ARVUTUS.

##### 1. Hõõrdrataste arvutamine materjali väsimusele kontaktpinnas.

Üheaegselt mõjuvate normaal- ja põikjõudude tagajärjel tekib hõõrdrataste kontaktpinnas ruumiline pingete jaotus. Kuna antud juhul on tege- mist rataste üksteisel veeremisega, siis tekkivad pinged on vahelduva ise- loomuga, millest tingituna tuleb hõõrdrataste arvutuse teostamisel lähtuda arvutusest materjali väsimusele kontaktpinnas.

Kontaktpindade koormuse iseloomustamise lähteandmeiks võib võtta kas suurim survepinge kontaktpinnas  $\sigma_c$  või samas, teatavas pinnasügavu- ses mõjuv nihkepinge  $\tau$ , nagu seda tehakse hammasrataste arvutamisel (vt. Masina-elemendid XII. Hammasajamid). Kuna seniste uurimiste tulemused ei võimalda veel esitada mingit kindlat ja sobivat tegevuskriteeriumi antud pinge olukorra kohta hõõrdaajamis, siis ei ole oluline, kumba pinget valida arvutuse aluseks. Pealegi on survepinge ja nihkepinge erinevust võimalik iseloomustada vastava teguriga. Lubatav pinge aga on otstarbekohane määrata eksperimentaalsete tulemuste alusel.

Järgnevas arvutuses võtame aluseks kontaktpinnas mõjuva suurima sur- vepinge  $\sigma_c$ . Joonkontakti korral arvutame  $\sigma_c$  (hõõrdrattad silindri- või koonusekujulised) valemiga:

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{kQE}{b\varrho}}, \quad (28)$$

punktkontakti korral (mõlemad või üks hõõrdratastest on kujundatud kahe kõverusega) valemiga:

$$\sigma_c = m \sqrt[3]{\frac{kQE^2}{\varrho^2}}, \quad (29)$$

kus  $\sigma_c$  on suurim survepinge kontaktpinnas Hertzi ja Beljajevi järgi  $\text{kg/cm}^2$ ,  
 $Q$  — rataste koormus (vastusurve)  $\text{kg}$ ,  
 $E$  — efektiivne elastsusmoodul  $\text{kg/cm}^2$ ,

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

kus  $E_1$  ja  $E_2$  on vastavate rataste materjalide elastsusmoodulid,  
 $\varrho$  — efektiivne kõverusraadius  $\text{cm}$  (vt. tabel 1 ja 2),  
 $b$  — kontaktpinna pikkus  $\text{cm}$ ,  
 $m$  — kõverust iseloomustav tegur (joon. 43). Tegur  $m$  on olenev vahe-

korrast  $\frac{A}{B}$ , kus  $\frac{A}{B}$  on arvatavate rataste rist-tasapindadel määratud minimaalse ja maksimaalse taandatud kõveruse suhe,

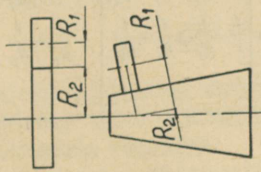
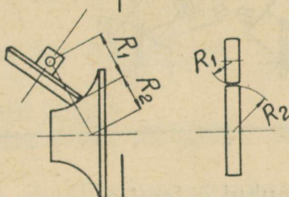
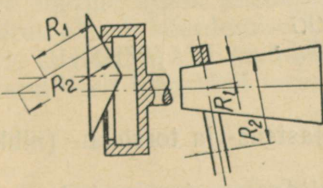
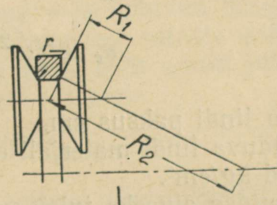
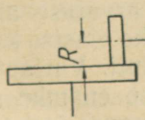
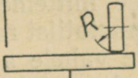
$k$  — kestvustegur, millega arvestatakse metallist hõõrdrataste iga ja töörežiimi muutlikkust. Korrutades rataste tegeliku koormuse  $Q$  kestvusteguriga  $k$  saame efektiivse koormuse, mille mõju on 10<sup>7</sup> pingetsükli vältel ekvivalentne ajamile tegelikult mõjuvaile koormustele.

Suurima survepinge kahe hõõrdratta vahele asetatud painduvas lindis arvutame:

silindriliste rataste puhul valemiga

$$\sigma_c = 0,655 \sqrt[3]{\frac{EQ}{b^2 h_Q}}, \quad (30)$$

Tabel 1

Ajamite skeemid		
Joonkontakt	Punkt-kontakt	$\frac{1}{S}$
		$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
		$\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$
		$\frac{1}{R}$

Tabel 2

Ajamite skeemid	Kõveruste vahekord	$\frac{1}{S}$	Vahekord $\frac{H}{B}$
	$\frac{1}{r} \leq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{r}$ $\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{r}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}$ $\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$
	$\frac{1}{r} \leq \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geq \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{r}$ $\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{r}}{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}$ $\frac{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$
	$r \leq R_1$	$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r} + \frac{1}{R_2}}$
	$\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1} \leq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1} \geq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}$ $\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}$ $\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r} - \frac{1}{R_1}}$

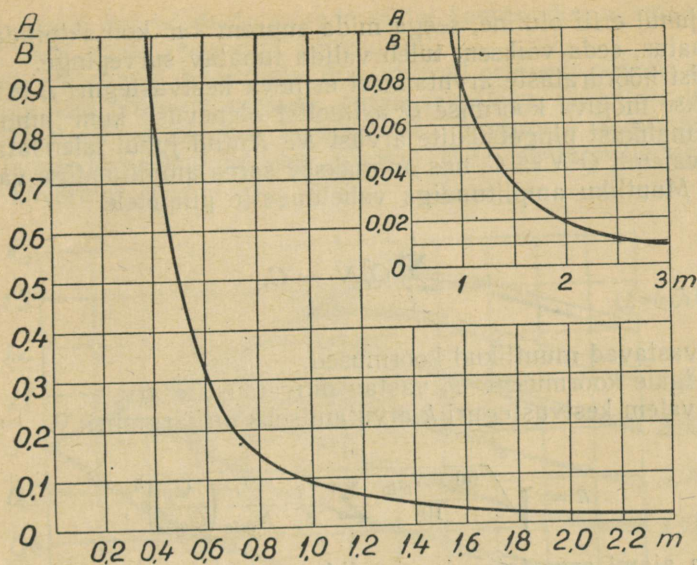
sfääriliste rataste puhul valemiga

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{2QG}{\pi h Q}}, \quad (31)$$

kus  $h$  on painduva lindi paksus cm,

$E$  ja  $G$  — painduva lindi materjali elastsus- ja torsioon- (nihke-) moodulid  $\text{kg/cm}^2$ .

Arvutuse teostamise aluseks tuleb valida enamkoormatud ratas. Nii on ühe metallist ja teise mittemetallist ratta korral arvutuse aluseks mittemetallist ratas. Mittemetallist ratta all tuleb mõista ka elastse kattega metallist rattaid ja rataste vahele asetatud painduvat linti. Variaatorite juures, kus on tegemist ainult metallist ratastega, loetakse enamkoormatuks rattaks, seega ka arvutuse aluseks, see ratas, mis igasuguse ülekandearvu juures töötab samade pinnaosakestega (satelliittrattad). Üldiselt on otstarbe-



Joon. 43.

kohane teha kontrollarvutus ka vähemkoormatud rattale tema väikseima läbimõõdu kohal.

Lubatav survepinge kontaktpinnakeses joonkontakti korral, kui arvutus on teostatud ekvivalentse koormuse järgi, võib valida õlis töötavaile terasest ratastele suuruses

$$\sigma_c = (25 \text{ kuni } 30) H_B \text{ kg/cm}^2,$$

kus  $H_B$  on materjali kõvadus Brinelli järgi.

Suurim väärtus tuleb valida termiliselt töödeldud ja väiksem väärtus termiliselt töötlemata ratastele.

Kuivalt (määrimata) töötavaile metallist hõõdratastele limiteerib lubatava pinge suuruse ajami kuumenemine ja kuluvus. Seega lubatava survepinge suuruse oleneb hõõrdumise tingimustest rataste vahel, jahutuse tingimustest jt. ЦНИИТМАШ andmete järgi võib antud juhul valida lubatud pingeks termiliselt töödeldud terasest ratastele

$$\sigma_c \leq 12H_B.$$

Lubatav survepinge malmist rattale (joonkontakti korral) valitakse olenevalt paindetugevusest,

$$\sigma_c \leq 1,5\sigma_{bb},$$

kus  $\sigma_{bb}$  on malmi paindetugevus.

Tekstoliidist valmistatud ratastele soovitab ЦНИИТМАШ lubatavat survepinget kuni  $1000 \text{ kg/cm}^2$  (kui  $E = 60\,000 \text{ kg/cm}^2$ ). Kuluvuse küsimus

on antud juhul eriti oluline, seega mida suurem on kontaktpindade libise-  
mise võimalus, seda väiksem tuleb valida lubatav survepinge.

Metallist hõõrdrataste arvutamisel esineva kestvusteguri  $k$  määramiseks rakendatakse mõjuva koormise  $Q$  astmelist olenevust kuni pinna purune-  
miseni võimalikust pingetsüklite arvust  $N$ . Antud juhul laiendatakse pinna  
väsimuse valemit  $Q^3 N = C$ , mis on maksev sama amplituudiga vahelduvaile  
pingetele. Muutliku amplituudiga vahelduvaile pingetele

$$\sum_1^i Q_i^3 N_i = C,$$

kus  $Q_i$  on vastavad muutlikud koormused,  
 $N_i$  — igale koormusele  $Q_i$  vastav pingetsüklite arv.  
Üldine valem kestvusteguri  $k$  arvutamiseks on järgmine:

$$k = \sqrt[3]{\frac{60 T N_{\min}}{10^7} \sum \frac{T_i}{T} \cdot \frac{N_i}{N_{\min}} \left(\frac{Q_i}{Q_{\max}}\right)^3}, \quad (32)$$

kus  $T$  on ajami arvestatav iga tundides,  
 $Q_{\max}$  — maksimaalne koormus kg,  
 $N_{\min}$  — arvutatava elemendi minimaalne pingetsüklite arv minutis  
koormuse  $Q_{\max}$  mõjumisel,  
 $T_i$ ,  $Q_i$  ja  $N_i$  — igale töörežiimile vastav aeg tundides, koormus kg ja  
pingetsüklite arv minutis.

Sellistel ajamitel, kus igal ülekandearvul esineb ulatuslik võimsuse  
muutumine (näiteks universaalsed metallilõikepingid) on otstarbekohane  
kasutada  $k$  määramiseks valemit,

$$k = \sqrt[3]{\frac{60 T N_{\min}}{10^7} \cdot k_N k_n}, \quad (33)$$

kus  $k_N$  on tegur, mis iseloomustab arvatavat võimsuse muutust eksplua-  
tatsioonil,

$k_n$  — tegur, mis iseloomustab arvatavat ajajaotust ajami töötamisel  
erinevail pöörete arvudel.

Teguri  $k_N$  suurus oleneb rataste vastusurve tekitamise viisist ja iseloo-  
must. Nii on konstantse vastusurvega ajamitel  $k_N = 1$ , kuna arvutatud  
survepinge kontaktpinnas ei olene ülekantavast võimsusest. Siia liiki kuulu-  
vad ajamid, kus vastusurve on tekitatud vedrude mõjul.

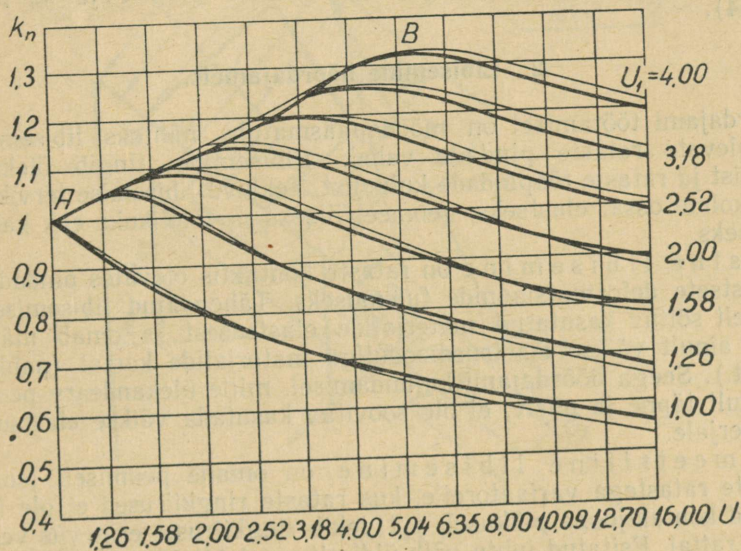
Aluseks võttes normaal- ja tangentsiaal jõudude võrdelisust isepingestu-  
vail ajameil, võib  $k_N$  valida järgmiselt:

a)  $k_N = 1$ , kui püsivalt kasutatakse täit võimsust;

b)  $k_N = 0,78$ , kui võrdsete aegade vältel kasutatakse võimsust vahemi-  
kus poolest kuni täie arvutatud võimsuseni;

c)  $k_N = 0,63$ , kui võrdsete aegade vältel kasutatakse võimsust vahemikus nullist kuni poole arvutatud võimsuseni.

Teguri  $k_n$  väärtused detailidele, mis omavad erinevat pöörete arvu minutis, kuid töötavad pidevalt samade pinnaosakestega (satelliittrattad), võib valida ligikaudselt graafikust joonisel 44. Siinjuures konstantse vastusurvega ajamile kasutada tõusvat kõverat  $AB$ , isepingestuvaile ajameile langevaid kõveraid.



Joon. 44.

Olenevalt eksploatatsiooni tingimustest võime vaadelda kahte arvutusjuhust: 1) täie arvutatud võimsuse ülekanne on võimalik kogu reguleerimise ulatusel; 2) ülekanntava võimsuse suurus on piiratud võimaliku ringjõu suurusega väikestel pöörete arvudel.

Esimesel juhul on  $k_n$  väärtus soovitatav valida alumise kõvera  $U_1 = 1,00$  järgi.

Tegur  $k_n = 1$  võetakse rattaile, millised töötavad püsiva pöörete arvuga ja on vastasrattaga pidevalt samade pinnaosakestega kontaktis.

Siin  $U$  on arvutatava elemendi pöörete arvu reguleerimise ulatus ja  $U_1$  pöörete arvu reguleerimise ulatus elemendil, millega ülekanntav võimsus on piiratud püsiva ringjõuga.

Vaheelemendi (tavaliselt satelliit) pöörete arvu reguleerimise ulatus variaatori sümmeetrilise reguleerimise ulatuse korral on võrdne ruutjuurele veetava võlli pöörete arvu reguleerimise ulatusest.

Antud veetava võlli pöörete arvude  $n_{2\min}$  ja  $n_2$  korral, millede piires ülekanntav moment on piiratud püsiva ringjõuga, vaheelemendi reguleerimise

ulatus  $U_1$  võib määrata valemiga:

$$U_1 = \frac{n_o + n_{2 \min}}{n_o + n_2} \cdot \frac{n_2}{n_{2 \min}}, \quad (34)$$

kus  $n_o$  on vedava võlli pöörete arv.

Püsiva vastusurvega või isepingestuvatel variaatoritel, millised töötavad konstantse momendiga veetaval võllil, võetakse  $k_N = 1$  ja  $k_n$  piires  $AB$  (joon. 44).

## 2. Libisemine hõordajameis.

Hõordajami töötamisel on möödapääsmatuks nähteks libisemine kontaktis olevate rataste pindade vahel. Libisemine tingib ülekandearvu muutumist ja rataste tööpindade kulumist. Tekkiva libisemise tervikuna võib jagada kolme ossa: elastseks, geomeetriliseks ja täielikuks ehk kahjulikuks libisemiseks.

Elastne libisemine on rataste kontaktis olevates pindades tekkiivate elastsete deformatsioonide tulemuseks. Tähendatud libisemise suurus on otseselt sõltuv kasutatud materjalide elastsusest ja omab märgatavat tähtsust ainult väikse elastsusmooduliga materjalide korral (nahk, paber, kummi jt.). Seega hõordajami kujundamisel, mille ülekandearv peab olema võimalikult täpne ja püsiv, ei ole soovitatav kasutada väikse elastsusmooduliga materjale.

Geomeetriline libisemine on omane peamiselt joonkontaktis olevate ratastega variaatoreile, kus rataste ringkiirused ei ole ühtlaselt muutuvad kontaktjoone pikkusel, s. t. tekib ringkiiruste erinevus vedaval ja veetaval rattal. Esitatud juhtu võib üldiselt vaadelda kahe koonuse üksteisel veeremisega, kusjuures koonuste tipud  $O_1$  ja  $O_2$  ei lange ühte, vaid on nihutatud kontaktjoone suunas (joon. 45). Antud juhul tekib puhas veeremine ainult ühes kontaktjoone punktis ja nimelt punktis  $O$ , kus rataste ringkiirused on võrdsed. Kõigis teistes punktides on tegemist veeremisega koos libisemisega. Kui vedavaks rattaks on väiksema tipunurgaga koonus, siis piirkonnas  $aO$  tekib libisemine rataste liikumise suunas ja piirkonnas  $Od$  — vastupidi liikumise suunale.

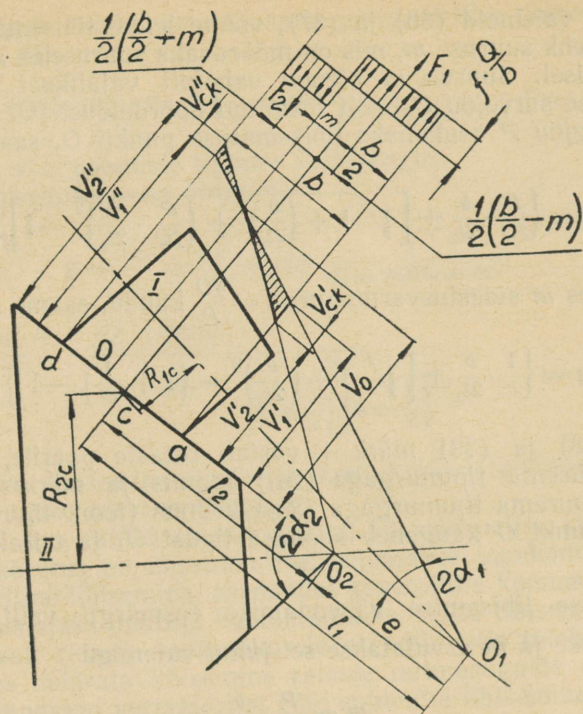
Juhul, kui rattad on koormamata, asub punkt  $O$  kontaktjoone keskkoha läheduses ja hõordjõududest  $F_1$  ja  $F_2$  tingitud momendid piirkondades  $aO$  ja  $Od$  on veetava ratta telje suhtes tasakaalus. Rataste koormatud olekus punkt  $O$  asub teataval kaugusel  $m$  kontaktjoone keskkohast ja hõordjõudude  $F_1$  ja  $F_2$  momentide vahe tasakaalustab momendi veetaval võllil. Seega

$$M_2 = F_1 R_2' - F_2 R_2'. \quad (35)$$

Kuna

$$F_1 = f \frac{Q}{b} \left( \frac{b}{2} + m \right),$$

$$F_2 = f \frac{Q}{b} \left( \frac{b}{2} - m \right),$$



Joon 45.

$$R_2 = R_{2c} - \left(\frac{b}{2} - m\right) \sin \alpha_2,$$

$$R_2' = R_{2c} + \left(\frac{b}{2} + m\right) \sin \alpha_2$$

ja

$$R_{2c} = l_2 \sin \alpha_2,$$

siis valem (35) pärast asendamist ja vastavat ümberkujundamist omab lõpptulemusena kuju:

$$M_2 = f \frac{Q}{b} \sin \alpha_2 \left( m^2 + 2l_2 m - \frac{b^2}{4} \right), \quad (36)$$

kus  $f$  on rataste tööpindade vaheline hõõrdetegur,

$Q$  — ratastele mõjuv survejõud.

Analoogselt ülaltoodule võime arvutada hõõrdjõududest  $F_1$  ja  $F_2$  tekitatud momendi vedaval völliil

$$M_1 = f \frac{Q}{b} \sin \alpha_1 \left( m^2 + 2l_1 m - \frac{b^2}{4} \right). \quad (37)$$

Kasutades valemeid (36) ja (37), võime leida libisematusse punkti  $O$  koordinaadid ehk suuruse  $m$ , mis on määravaks suuruseks ajami ülekandearvu arvutamisel. Suurus  $m$  oleneb vahetult vajalikust ringjõust  $P$  ja rataste vahelise survejõu  $Q$  poolt tekitatud hõõrdejõust  $fQ$ .

Võttes ringjõu  $P$  asukohaks libisematusse punkti  $O$ , saame  $m$  arvutada valemiga

$$m = \left\{ \frac{P}{fQ} \cdot \frac{b}{2l_2} \pm \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{b}{2l_2}\right)^2 + \left(\frac{P}{fQ} \cdot \frac{b}{2l_2}\right)^2} - 1 \right] \right\} l_2, \quad (38)$$

ehk väljendades  $m$  sidestusvaruteguri  $c = \frac{fQ}{P}$  kaudu, saame

$$m = \left\{ \frac{1}{c} \cdot \frac{b}{2l_2} \pm \left[ \sqrt{1 + \left(\frac{b}{2l_2}\right)^2 - \left(1 + \frac{1}{c^2}\right)} - 1 \right] \right\} l_2. \quad (39)$$

Valemis (38) ja (39) märk  $+$  vastab rataste paarile, kus vedavaks rattaks on väiksema tipunurgaga ( $2a_1$ ) koonus ja märk  $-$  paarile, kus vedavaks on suurema tipunurgaga ( $2a_2$ ) koonus (joon. 45). Esimesel juhul libisematusse punkt  $O$  kaugeneb koonuse tipust  $O_1$  ja teisel juhul läheneb tipule  $O_1$ .

Geomeetrilise libisemise vähendamise eesmärgil valitakse suhe  $\frac{b}{l_2}$  võimalikult väike ja  $m$  arvutatakse sel juhul valemiga

$$m \approx \frac{P}{fQ} \cdot \frac{b}{2}, \quad (40)$$

mis annab praktiliselt küllaldase täpsuse.

Kui ajamis on vastusurve  $Q$  proportsionaalne ringjõuga  $P$ , siis libisematusse punkt  $O$  ei muuda oma asukohta ükskõik millise ajami töörežiimi juures, s. t.  $m = \text{const}$ .

Kui aga ajam töötab püsiva vastusurvega  $Q$ , siis libisematusse punkti  $O$  asukoht muutub vastavalt ringjõu  $P$  muutumisele. Piirolukorras, kus  $P = fQ$ , s. t.  $c = 1$ , on  $m \approx \frac{b}{2}$ . Seega viimasel juhul libisematusse punkti asukohaks on kontaktjoone äärmine punkt  $d$  ja geomeetrilise libisemise kiirus  $v'_{ck}$  saavutab oma suurima väärtuse kontaktjoone teises äärmises punktis  $a$ . Edaspidisel ringjõu kasvul algab täielik ehk kahjulik libisemine.

Nagu ülaltoodust näha, ei ole üldjuhul libisematusse punkti asukoht kindel, vaid oleneb jõudude  $P$  ja  $Q$  vahekorrast. Libisematusse punkti asukoha muutus tingib aga rataste efektiivsete raadiuste, millega on määratud ajami ülekandearv, muutuse. Seega variaatoreis, kus  $P : Q$  on muutuv, muutub ka ajami ülekandearvu suuruse  $P$  muutumisel. Antud juhul määratakse ülekandearv valemiga:

$$i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R_{2c} \pm m \sin \alpha_2}{R_{1c} \pm m \sin \alpha_1} = \frac{\sin \alpha_2 \cdot l_2 \pm m}{\sin \alpha_1 \cdot l_1 \pm m}. \quad (41)$$

Lähtudes rataste ringkiirustest, saame geomeetrilise libisemise kiiruseks punktis  $a$  (joon. 45)

$$v'_{ck} = v'_1 - v'_2 = \left(\frac{b}{2} + m\right) \cdot \frac{e}{(l_1 + m)(l_2 + m)} v_o, \quad (42)$$

kus  $e = l_1 - l_2$ , s. o. koonuste tippude vahekaugus.

Suhteline libisemine  $\varphi$  on üldjuhul:

$$\varphi = \frac{v'_{ck}}{v_o} = \left(\frac{b}{2} + m\right) \cdot \frac{e}{(l_1 \pm m)(l_2 \pm m)}. \quad (43)$$

Piirjuhul, kui  $P = fQ$ , saame:

$$\varphi_{\max} = \frac{be}{\left(l_1 \pm \frac{b}{2}\right)\left(l_2 \pm \frac{b}{2}\right)}. \quad (44)$$

Geomeetriline libisemine suureneb kontaktjoone pikkuse ja koonuste tippude vahekauguse suurenemisega.

Variaatoril, kus rattad on kujundatud kõverjoonelise moodustajaga ja moodustajate kõverus on ühesuunaline, eeldatakse joonkontakti ja määratakse geomeetriline libisemine, asendades kõverpinna koonuspinnaga, võttes koonuse moodustajaks puutuja kontaktpunktis. Kuna libisemine antud juhul muutub vastavalt rataste vastastikusele asendile, siis tuleb libisemise iseloomustamiseks määrata libisemine rataste mitmesuguste asendite korral.

Õigesti kujundatud variaatoritel võib suhteline libisemine omada kestval tööil järgmisi suursi:

kuivalt töötavail termiliselt töödeldud terasest ratastel 1 kuni 1,5%,

õlis töötavail termiliselt töödeldud terasest ratastel 10 kuni 15%,

tekstoliidist rattal terasest või malmist ratta vastu 1,5 kuni 3%.

Lühiajalise käitamise korral võivad antud suursused omada suuremaid väärtusi, mis on määratavad ajami lubatavast temperatuurist ja pinna kulumisest.

Geomeetrilise libisemise hindamiseks projekteeritavas variaatoris ja viimase parameetrite õigeks määramiseks osutub otstarbekohaseks libisemine väljendada koonuste nurkade  $2\alpha_1$  ja  $2\alpha_2$  ja suhte  $\frac{b}{l}$  (ehk  $\frac{l}{b}$ ) kaudu.

Sel juhul on suhteline libisemine määratav valemitega: kui vedavaks rattaks on pikem koonus (tipunurgaga  $2\alpha_1$ ), siis

$$\varphi = \frac{\sin \alpha_2 - i_x \sin \alpha_1}{\left(1 + \frac{b}{2l_2}\right)(\sin \alpha_2 + i_x \frac{b}{2l_2} \sin \alpha_1)} \cdot \frac{b}{l_2}, \quad (45)$$

kui vedavaks rattaks on lühike koonus (tipunurgaga  $2\alpha_2$ ), siis

$$\varphi = \frac{i_x \sin \alpha_1 - \sin \alpha_2}{\left(1 - \frac{b}{2l_1}\right)(i_x \sin \alpha_1 - \frac{b}{2l_1} \sin \alpha_2)} \cdot \frac{b}{l_1}. \quad (46)$$

Kui on teada  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  ja  $l : b$ , siis viimati toodud valemitega on kerge määrata maksimaalset lubatavat ülekandearvu  $i_{\max}$ , mille juures  $\varphi$  püsib etteantud piires.

Valemist (45)

$$i_{\max} = \frac{\frac{1}{\varphi} - 0,5 - \frac{l_2}{b} \cdot \sin \alpha_2}{\frac{1}{\varphi} + 0,5 + \frac{2l_2}{b} \cdot \sin \alpha_1}, \quad (47)$$

ja valemist (46)

$$i_{\max} = \frac{\frac{1}{\varphi} - 0,5 + \frac{b}{4l_1} \cdot \sin \alpha_2}{\frac{1}{\varphi} + 0,5 - \frac{l_1}{b} \cdot \sin \alpha_1}. \quad (48)$$

Uue ajami projekteerimisel on valitud suuruste  $\varphi_{\max}$ ,  $i_{\max}$ ,  $\alpha_1$  ja  $\alpha_2$  järgi otstarbekohane määrata suhe  $l : b = \psi$ .

Sel juhul saame vedava lühema koonuse puhul

$$\psi^2 - \left[ \left( \frac{1}{\varphi} + 0,5 \right) - \left( \frac{1}{\varphi} - 0,5 \right) \frac{\sin \alpha_2}{i_x \sin \alpha_1} \right] \psi + \frac{\sin \alpha_2}{4i_x \sin \alpha_1} = 0,$$

ja  $\psi$  arvutame lihtsustatud valemiga

$$\psi = \left( \frac{1}{\varphi} + 0,5 \right) - \left( \frac{1}{\varphi} - 0,5 \right) \frac{\sin \alpha_2}{i_x \sin \alpha_1}. \quad (49)$$

Analoogselt vedava pikema koonuse puhul

$$\psi^2 + \left[ \left( \frac{1}{\varphi} + 0,5 \right) \frac{i_x \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} - \left( \frac{1}{\varphi} - 0,5 \right) \right] \psi + \frac{i_x \sin \alpha_1}{4 \sin \alpha_2} = 0, \quad (50)$$

ehk

$$\psi = \left( \frac{1}{\varphi} - 0,5 \right) - \left( \frac{1}{\varphi} + 0,5 \right) \frac{i_x \sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}. \quad (51)$$

### 3. Hõõrdajamis tekkivad kaod ja ajami kasutegur.

Hõõrdajamis tekkivaid kadusid võib jagada põhiliselt nelja gruppi ja nimelt:

- 1) kaod rataste veeremisel,
- 2) hõõrdekaod rataste kontaktpindade geomeetrilisel libisemisel,
- 3) hõõrdekaod rataste kontaktpindade täielikul libisemisel,
- 4) hõõrdekaod ajami laagreis.

Terasest ja malmist valmistatud ratastega hõõrdajamitel on tähendatud kadudest märgatavamad rataste kontaktpinna geomeetrilisel libisemisel ja ajami laagrites tekkivad hõõrdekaod. Väikse elastsusmooduliga materjalist rattä või rataste korral lisandub veel materjalide elastsusest deformatsioonist tingitud kaod. Elastsest deformatsioonist tingitud kadude vähendamiseks

tuleb hoiduda väikse elastsusmooduliga materjalide kasutamisest jõudu ülekandvaid ajameid ja kasutada seda vaid seal, kus on tegemist ainult liikumise ülekandmisega.

1. Kaod rataste veeremisel arvutame järgmise valemiga:

$$A_1 = fQ (\omega_1 \cos \alpha_1 \pm \omega_2 \cos \alpha_2) \text{ kg cm/sek.} \quad (52)$$

ehk

$$A_1 = \frac{1}{7500} fQ (\omega_1 \cos \alpha_1 \pm \omega_2 \cos \alpha_2) \text{ HJ,}$$

kus  $\omega_1$  ja  $\omega_2$  on rataste nurkkiiruste absoluutväärtused (eeldatakse, et

$$\omega_1 > \omega_2),$$

$2\alpha_1$  ja  $2\alpha_2$  — kooniliste rataste tipunurgad.

Märk + väliskontakti ja märk — sisekontakti korral.

Suure elastsusmooduliga materjalide korral rataste veeremistakistus ei oma nimetamisväärtset suurust ja ei võeta arvutuste juures arvesse.

2. Kaod rataste kontaktpindade geomeetrisel libisemisel on ettemääratavad suurused ja olenevad ajami valitud skeemist ja mõõdetest. Geomeetrisel libisemisel tekkinud kadude vähendamiseks tuleb silmas pidada järgmist:

1) püüda kujundada skeem, kus koonuste tippude vahekaugus  $e$  (joon. 45) omaks rataste mitmesuguse asendi juures võimalikult minimaalset suurust (soovitav  $e = 0$ );

2) kontaktjoone pikkus valida minimaalne (arvutuse seisukohalt lubatav);

3) kujundada ajam isepingestuvana, s. t. teha  $Q$  sõltuvaks ringjõust  $P$ . Geomeetrisest libisemisest tekkinud kaod arvutatakse valemi abil:

$$A_2 = \frac{fQb (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha_2)}{4} \left[ 1 + \left( \frac{2m}{b} \right)^2 \right] \text{ kg cm/sek.} =$$

$$= \frac{fQb (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha_2)}{30\,000} \left[ 1 + \left( \frac{2m}{b} \right)^2 \right] \text{ HJ.} \quad (53)$$

Siin ja alljärgnevalt tähistab märk + koonuste tippude asukohta kontaktjoonest erinevail pooltel ja märk —, kui koonuste tipud asuvad ühelt pool kontaktjoont.

Arvutuse lihtsustamiseks ja geomeetrisel libisemisel tekkinud hõõrdetähtsuse hindamiseks viiakse sageli arvutus läbi piirjuhul, s. o. kui  $m = \frac{b}{2}$  ja  $c = 1$ . Siis

$$A_2' = \frac{fQb (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha_2)}{15\,000} \text{ HJ.} \quad (54)$$

Sama punktkontakti puhul (kui  $c = 1$ )

$$A_2' = \frac{fQ a_e \sqrt{1 + \left( \frac{3}{8} \frac{b_e}{a_e} \right)^2}}{7500} (\omega_1 \sin \alpha_1 \pm \omega_2 \sin \alpha) \text{ HJ,} \quad (55)$$

kus  $a_e$  on kontaktpinna ellipsi pikem pooltelg ja  $b_e$  — lühem pooltelg.

Kahjuliku libisemise vältimiseks ei tohi ajamit arvutada piirjuhul, s. o.  $P = fQ$  ja võimaluse korral kujundada automaatselt muutuv survejõud tingimusel, et  $P < fQ$ .

Geomeetrilise ja kahjuliku libisemise vähendamine üheaegselt vähendab ka ajami kuluvust.

3. Hõõrdekaod rataste kontaktpindade täielikul libisemisel esinevad tavaliselt ajami ülekoormus juhtudel, tõukelisel koormusel, ajami töötamisel õlivannis või ka juhul, kui kuivalt töötavate rataste tööpindadele on sattunud määrdeaine. Täielikul libisemisel tekkinud kaod tavaliselt ei ületa 2 kuni 3% ülekantavast võimsusest. Küllaldase sidesusvaruteguri korral aga on see suurus nimetatust väiksem.

4. Laagri kadude arvutamiseks võetakse aluseks arvutuslik jõud kontaktpinna keskel, s. o.

$$\sqrt{P^2 + Q^2} \approx Q(1 + 0,5f^2), \quad (56)$$

ja arvutus teostatakse tavalisel viisil. Tuleb märkida, et hõõrdajamite juures ei osutu otstarbekohaseks liugelaagrite kasutamine, kuna hõõrdekaod viimaseis omavad nimetamisväärte suurusi. Kaasaegsete hõõrdajamite juures on enamuses kasutatud veerelaagreid, mille tulemusena on märgatavalt tõstetud ajami kasutegurit.

Hea konstruktsiooni ja kvaliteetse töötlemise juures on saavutatud hõõrdajami kasutegur  $\eta = 0,9$  kuni  $0,95$ .

#### 4. Hõõrdajami ülekandearv ja reguleerimise ulatus.

Iga ajami, nii ka hõõrdajami põhiliseks iseloomustajaks on ülekandearv, mille määrame vedava ja veetava võlli pöörete arvu suhtega  $i = n_o : n$ , kus  $n_o$  on vedava võlli pöörete arv ja  $n$  veetava võlli pöörete arv. Ülekandearvu võime määrata ka veetava ja vedava ratta raadiuste suhtena, s. o.  $i = R_2 : R_1$ , kuid antud juhul tuleb arvestada võimalikku libisemist rataste tööpindade vahel ja seda eriti ajamites, kus esineb geomeetiline libisemine. Üldiselt iseloomustame kogu esinevat libisemist teguriga  $\xi$  ( $\xi = 0,995$  kuni  $0,94$ , olenevalt ajami konstruktsioonist ja kasutatud rataste materjalist).

Variaatorite juures, kus ülekandearvu muutmise eesmärgil on ühe või mõlemate rataste efektiivsed raadiused muudetavad, antakse maksimaalne ja minimaalne ülekandearv ja iseloomustatakse ülekandearvu võimalikku muutmise ulatust nn. reguleerimise ulatusega  $U$ . Reguleerimise ulatuseks nimetame veetava võlli maksimaalsete ja minimaalsete pöörete arvude suhet vedava võlli konstantse pöörete arvu juures, s. o.

$$U = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_o}{i_{\min}} : \frac{n_o}{i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}. \quad (57)$$

Variaatoritel esineb põhiliselt kolm ülekandearvu muutmise moodust:

- 1) veetava ratta efektiivse raadiuse muutmisega (joon. 46, a),
- 2) vedava ratta efektiivse raadiuse muutmisega (joon. 46, b),

3) mõlema ratta efektiivse raadiuse üheaegse muutmisega (joon. 46, c kuni g).

Esimesel juhul saame ülekandearvu kujul:

$$i_x = \frac{R_{2x}}{R_1 \xi} = \frac{n_o}{n_x}, \quad (58)$$

millest

$$R_{2x} = \frac{R_1 \xi n_o}{n_x} = \frac{C_1}{n_x}, \quad (59)$$

kus  $R_1$  on vedava ratta efektiivne raadius,  $R_1 = \text{const}$ ,  $R_{2x}$  — veetava ratta efektiivne raadius,  $R_{2x} = \text{var}$ ,  $n_o$  ja  $n_x$  — vedava ja veetava ratta pöörete arvud,  $n_o = \text{const}$ ,  $n_x = \text{var}$ .

Nagu näeme valemist (59), saame esimesel juhul, kus ülekandearv on muudetav veetava ratta efektiivse raadiuse muutmisega, veetava ratta raadiuse ja pöörete arvu hüperboolses seoses.

Pöörete arvu reguleerimise moodust veetava ratta efektiivse raadiuse muutmisega võime nimetada ka pöörete arvu reguleerimiseks püsival piirvõimsusel.

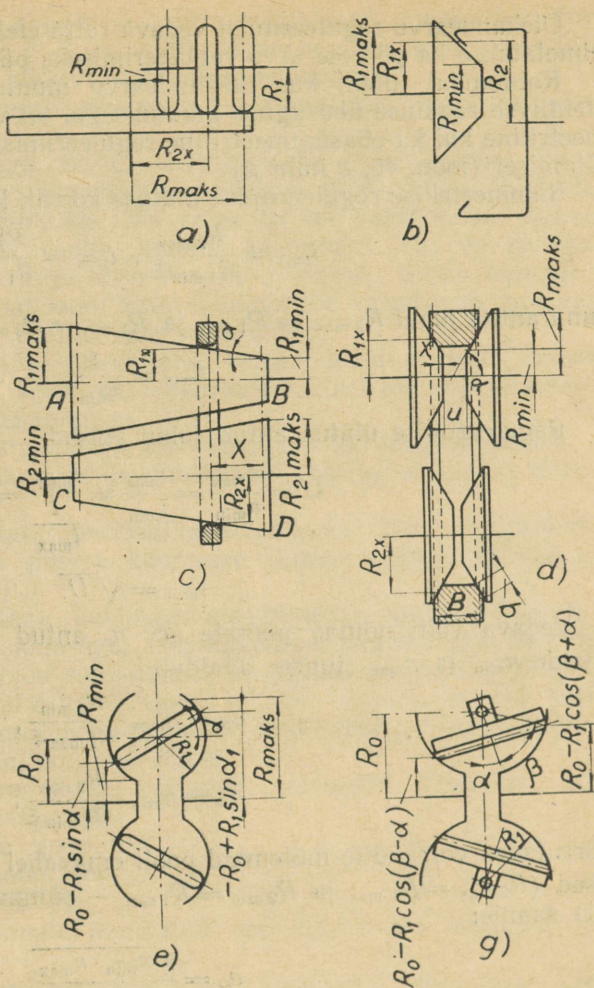
Ülekandearvu muutmisel vedava ratta efektiivse raadiuse muutmisega saame võrdelise seose vedava ratta raadiuse ja pöörete arvu vahel:

$$i_x = \frac{R_2}{R_{1x} \xi} = \frac{n_o}{n_x},$$

millest

$$R_{1x} = \frac{R_2 n_x}{n_o \xi} = C_2 n_x, \quad (60)$$

kus  $R_{1x} = \text{var}$ .



Joon 46.

Ülekandearvu reguleerimist vedava ratta efektiivse raadiuse muutmisega nimetatakse ka pöörete arvu reguleerimiseks püsival piirmomendil.

Kolmandal juhul, kus ülekandearvu muutmine toimub mõlema ratta efektiivse raadiuse ühesuguse muutmisega, on võimalik saavutada nii sümmeetriline kui ka ebasümmeetriline reguleerimise ulatus ülekandearvu  $i = 1$  läbimisel (joon. 46,  $c$  kuni  $g$ ).

Sümmeetrilise reguleerimise ulatuse korral, kui  $R_{1x} = \text{var.}$  ja  $R_{2x} = \text{var.}$ :

$$i_{\max} = \frac{R_{2 \max}}{R_{1 \min} \xi}, \quad i_{\min} = \frac{R_{2 \min}}{R_{1 \max} \xi},$$

kuna antud juhul  $R_{2 \max} = R_{1 \max}$  ja  $R_{1 \min} = R_{2 \min}$ , siis

$$i_{\max} = \frac{1}{i_{\min}}. \quad (61)$$

Reguleerimise ulatus antud juhul võrdub

$$U = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_{\max}}{\frac{i}{i_{\max}}} = i_{\max}^2$$

$$i_{\max} = \sqrt{U}. \quad (62)$$

Vedava võlli nõutav pöörete arv  $n_o$  antud veetava võlli pöörete piirarvude  $n_{\min}$  ja  $n_{\max}$  juures avaldub

$$n_o = n_{\max} \cdot \frac{R_{2 \min}}{R_{1 \max} \xi},$$

$$n_o = n_{\min} \cdot \frac{R_{2 \max}}{R_{1 \min} \xi}.$$

Korrutades võrrandite mõlemaid pooli omavahel ja koondades võrdsed suurused ( $R_{2 \max} = R_{1 \max}$  ja  $R_{2 \min} = R_{1 \min}$  — sümmeetrilise reguleerimise korral) saame:

$$n_o = \frac{\sqrt{n_{\min} \cdot n_{\max}}}{\xi} \quad (63)$$

Analoogselt võime tuletada valemid ebasümmeetrilise ja reverseeritava ajami kujundusel.

## 5. Vastusurve saavutamine hõõrdajami rataste vahel.

Vajaliku ringjõu  $P$  tekitamiseks veetaval rattal on tarvis rataste kontakt-pinnal normaaljõudu  $Q$ , suuruses

$$Q = \frac{cP}{f}, \quad (64)$$

kus  $P$  on vajalik ringjõud,

$f$  — hõõrdetegur rataste materjalide vahel,

$c$  — sidestusvarutegur.

Ebasoovitava, kahjuliku libisemise vältimiseks peab seejuures alati olema täidetud tingimus, et  $P < Qf$ , mille täitmiseks valitakse sidestus varutegur piires 1,2 kuni 1,5, olenevalt koormuse iseloomust.

Normaaljõu tekkimiseks vajalik vastusurve saavutatakse järgmiste moodustega:

1) ajami eelpingestamisega, mille saavutamiseks kujundatakse ajami telgede vahe väiksem kui rataste raadiuste summa, s. o.  $A < R_1 + R_2$ . Seda moodust saab rakendada juhul, kui üks ratastest on valmistatud väikse elastsusmooduliga materjalist (nahk, kummi, plastmass jt.), on sellega kaetud või kui ratas on oma kuju tõttu elastne (rõngas). Suure kulumise ja võimaliku plastilise deformatsiooni tõttu ei saavutata antud juhul püsivat pingestust ja moodus ise on seetõttu vähe rakendatud;

2) vedrude abil. See moodus on küllaltki otstarbekohane, omab lihtsat konstruktsiooni ja käsitamist. Kasutatav peamiselt püsival töörežiimil suhteliselt väikeste momentide ülekandmisel;

3) vastukaalu mõjul. Vastukaaluna võib kasutada ka veetavat ratast;

4) käsijõul. Kasutatav liikumise ülekandmiseks lühiaegsel käsitsi käitamisel;

5) hüdrauliliselt — kasutatav perioodiliselt töötavil võimsail seadmel. Surve reguleerimine toimub püsiva koormuse juures käsitsi, vahelduva koormuse juures automaatselt;

6) isepingestuvate seadetega, kusjuures algpingestus saavutatakse esimese, teise või kolmanda moodusega. Isepingestuvat seadet tuleb lugeda kõige ratsionaalsemaks survejõu saavutamise mooduseks, kuna see võimaldab hoida püsivat vahekorda  $P$  ja  $Q$  vahel ( $P : Q = \text{const}$ ), mis on eriti tähtis vahelduva kiiruse ja koormuse režiimidel. Isepingestuv seade kindlustab püsiva ülekandearvu muutlikul koormusel.

Isepingestuv seade kujundatakse vastavalt variaatori skeemile. Nii leiame hõõrdajameid ja variaatoreid:

a) isepingestuva rõngaga (joon. 47),

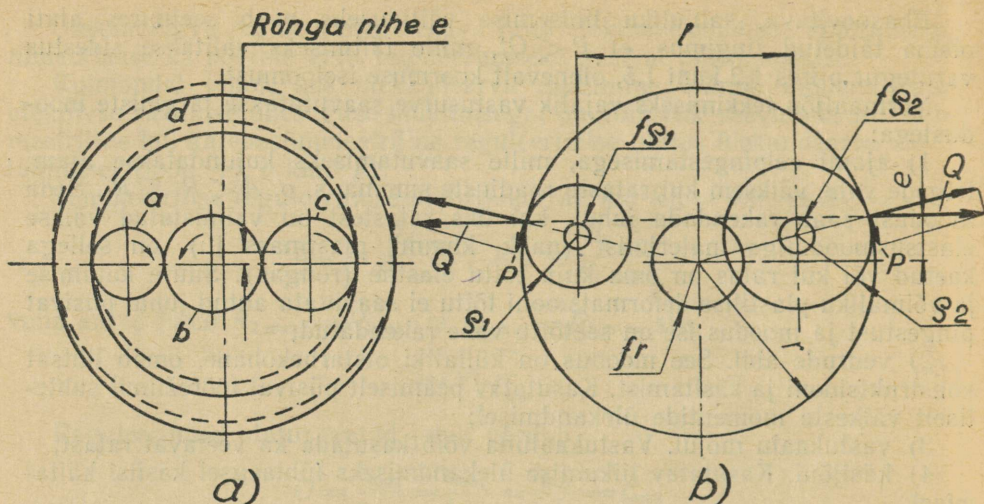
b) hoobmehhanismiga (joon. 48),

c) kiilmehhanismiga (joon. 49).

Järgnevalt tutvume lähemalt nimetatud isepingestuvate seadmete ja nende arvutamise alustega.

a) Isepingestuva rõngaga hõõrdajami skeem on toodud joonisel 47, a. Antud juhul peab rõngas  $d$  haarama vedavat ratast  $a$ , veetavat  $b$  ja satelliitratat  $c$  ja tekitama nende vahel vajalikud normaaljõud. Rõngas  $d$  on asetatud ratastele väikese eelpingestusega. Ajami tööuukorras püüab vedav ratas  $a$  hõõrdejõudude mõjul rõngast  $d$  kaasa vedada, mille tõttu tekib rõnga tsentri nihutus ja ühes sellega rõnga deformatsioon, kuna kontaktpunktide vahekaugus rullide suure jäikuse tõttu jääb muutmatuks. Deformatsiooniks vajalikku jõudu kasutataksegi ära normaaljõudude tekitamiseks.

Lähtudes rõnga tasakaalu tingimustest peavad jõud  $Q$ , mis on tekitatud rõnga sisse asetatud rataste süsteemist, olema tasakaalus ja asuma ühel sirgel. Piirjuhuseks on nimetatud sirge määratud puutujaga ringidele, raadiustega  $f_{Q1}$ ,  $f_{Q2}$  ja  $f_r$  (joon. 47, b). Kooniliste ratastega ajami korral tuleb hõõrdetegur  $f$  all mõista efektiivset hõõrdetegurit  $f' = f : \cos \alpha$ .



Joon. 47.

Tähendatud tasakaalu tingimus on meie arvutuse aluseks, millega määratakse rõnga poolt saavutatava soovitud pinguse. Antud juhul tuleb arvestada ka sidestusvaruteguriga  $c$ .

Rõnga vertikaalse asetuse korral ja juhul, kui ajami käitamine toimub koormata, võib rõnga asetada ratastele ka teatava minimaalse lõtkuga.

Minimaalne lõtk on määratav järgmise valemiga:

$$\delta_0 = 2r - (l + \varrho_1 + \varrho_2) - \delta_Q \approx \left[ \frac{f^2 l}{2} - \left( \frac{\varrho_1 - \varrho_2}{l} \right)^2 \right] - 0,149 \cdot \frac{PR^3}{fEJ}, \quad (65)$$

kus  $l$  on rataste, raadiustega  $\varrho_1$  ja  $\varrho_2$ , telgede vahekaugus,

$r$  — rõnga sisemine raadius,

$\delta_Q = 0,149 \frac{PR^3}{fEJ}$  — rõnga laienemine jõudude  $Q$  mõjul,

$R$  — rõnga keskmine raadius,

$J$  — rõnga ristlõike inertsmoment,

$E$  — rõnga materjali elastsusmoodul.

Rõnga kujundamisel nihutatavate koonustega variaatorile tuleb alginguse määramisel lähtuda ajami ülekandearvust juhul, kui  $\varrho_1 = \varrho_{\max}$ ,  $\varrho_2 = \varrho_{\min}$  ja  $\varrho_1 - \varrho_2 = \max$ , s. o. ajami kõige raskemast tööolukorrast.

Rõnga asetusega ilma lõtkuta või vabalt määratud lõtku või pinguse juures tuleb kontrollida survejõudude suurust vahekorraga  $Q = P : f$ , kus hõõrdeteguri  $f$  all ei tule mõista mitte tegelikku hõõrdetegurit, vaid  $f$  suurus, mis on määratav valemist (65).

b) Hoobmehhanismiga isepingestuva seadme skeem on esitatud joonisel 48 ja töötamise põhimõtte ptk. III-1. Momendi ülekandmiseks hõõrdajami kaudu peab antud juhul olema täidetud tingimus, et

hõõrdajami ja hammasajami ringjõudude momentide summa telje A-A suhtes oleks suurem kui minimaalse vajaliku survejõu moment sama telje suhtes (joon. 48):

$$P(R_2 + r \cos \beta) + PR_2 \frac{z_2}{z_1} \geq \frac{P \cos \alpha}{f'} r \sin \beta, \quad (66)$$

kus kolmnurgast ABC

$$\cos \beta = \frac{l^2 - r^2 - (R_2 - R_1)^2}{2r(R_2 - R_1)}, \quad (67)$$

kus  $P$  on ülekantav ringjõud,

$R_1$  — vedava ratta raadius,  $R_1 = \text{var}$ ,

$R_2$  — veetava ratta raadius,

$r$  — hoova raadius,

$l$  — vedava ja veetava ratta telgede vahekaugus,

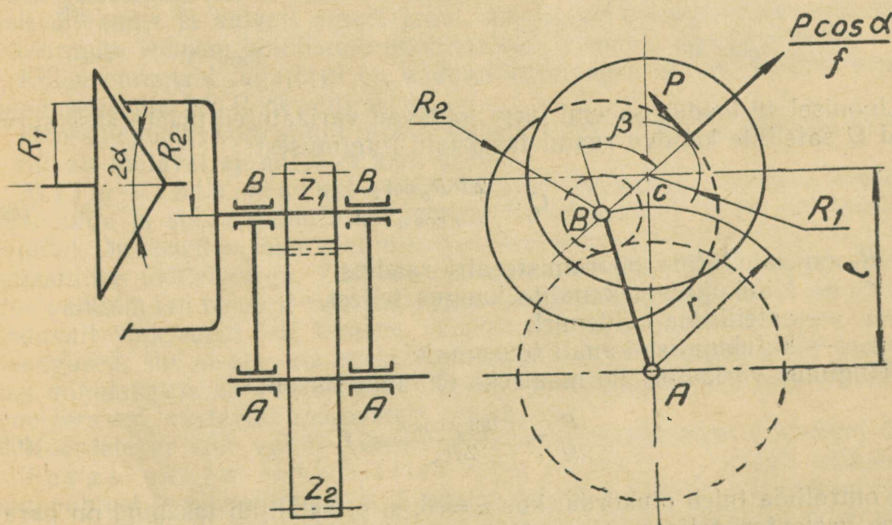
$2\alpha$  — koonuste tipunurk,

$z_1$  ja  $z_2$  — vahehammasajami hammaste arvud.

Valemiga (66) antud tingimus peab olema täidetud iga ülekandearvu juures, mis antud variaatoriga on võimalik saavutada.

Liiga suure survejõu vältimiseks peab valemist (66) arvutatav hõõrdetegur  $f'$  olema väiksem tegelikust hõõrdetegurist jagatuna sidestusvaruteguriga  $c$ , kuid omama viimasega ligilähedast suurust.

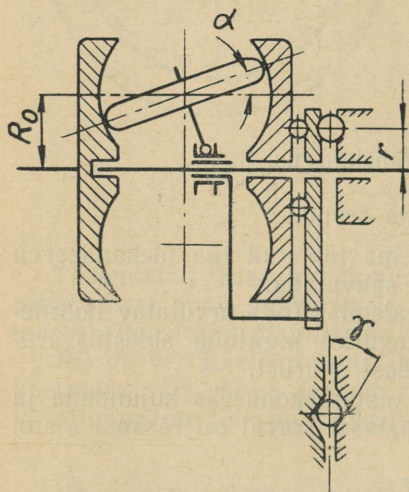
Eksperimentaalsete tööde põhjal osutub otstarbekohaseks kujundada ja arvutada ajam, kus  $\beta \approx 90^\circ$ , s. o.  $l \approx r$ . Vastasel korral on raskusi ajami



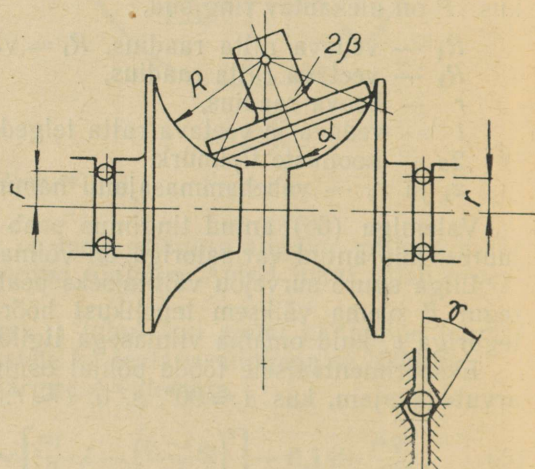
Joon. 48.

normaalse töö saavutamiseks, kuna pöörete arvu muutmisel võib survejõud tunduvalt muutuda.

c) Kiilmehhanismiga kujundatud isepingestuvad seadmed on viimasel ajal leidnud eriti rohket rakendamist mitmesugustes variaatorites. Kiilmehhanismi töötamise printsiip on äärmiselt lihtne. Kahe seibi vahele, mis mõlemad omavad kiilukujulisi pesi, on asetatud teraskuulid (joon. 49). Ühe seibi pööramisel teise seibi suhtes tekib seibide aksiaalne nihkumine, millega saavutataksegi ühe hõõrdratta lignemine teisele, sèega ka surve muutmine. Selliseid isepingestuvaid mehhanisme leiame kasutatuna üksikult (joon. 49), kui ka kahekaupa (joon. 36).



Joon 49



Joon 50

Joonisel 49 toodud skeemi järgi töötavail variaatoril määratakse survejõud  $Q$  satelliitide kandva raami tasakaalu tingimusest:

$$Q = \frac{2PR_0 \cot \gamma}{r \cos \alpha}, \quad (68)$$

kus  $R_0$  on satelliitide pöörämistsentri raadius,  
 $r$  — kiilukujuliste kanalite kaugus teljest,  
 $\alpha$  — satelliitide kaldenurk,  
 $\gamma$  — kiilukujulise kanali tõusnurk.

Tingimus variaatori normaalseks töötamiseks on:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r \tan \gamma \cos \alpha}{2R_0} \leq f. \quad (69)$$

Kontrollida tuleb olukorda, kus  $\alpha = 0$ , s. o. satelliidi tasapind on paralleelne variaatori teljega. Kui  $\alpha > 0$ , on tegemist kõrgendatud survejõududega.

Skeemil (joonis 50) määratakse  $Q$  vastava hõõrdatta tasakaalu tingimusest:

$$Q = \frac{P [R_0 - R_1 \cos(\beta - \alpha)] \cot \gamma}{r \sin(\beta - \alpha)} \quad (70)$$

Siin  $P$  ja  $Q$  vahekorra muutus on võrdlemisi väike, võrreldes eelmisega. Variaatori töötamise tingimus on:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r \sin(\beta - \alpha) \tan \gamma}{R_0 - R_1 \cos(\beta - \alpha)} \leq f. \quad (71)$$

## 6. Hõõrdajameis kasutatavad materjalid.

Peamised nõuded, millele peab vastama hõõrdratasteks kasutatav materjal, on kõrge kulumiskindlus, küllaldaselt kõrge hõõrdeegur, et vältida liigselt suuri survejõude rataste kontaktpinnal, suur elastsusmoodul, väike sisehõõrdumine ja väike hügroskoopsus.

Kahe otseses kontaktis oleva hõõrdatta valmistamisel eri materjalidest osutub otstarbekohaseks valmistada veetav ratas suurema kulumiskindlusega materjalist kui vedav, et vältida ülekoormusjuhtudel, s. t. täielikult libisemisel, ratta pinna vigastamist.

Enamkasutatavad materjalide paarid on järgmised.

Karastatud teras vastu karastatud terast — võimaldab saavutada äärmiselt kompaktset ja hea kasuteguriga ajamit, kuid seda ainult kõrge töötlemise täpsuse ja pinna sileduse juures. Kuna antud juhul tuleb tegemist teha survejõududega, siis kasutatakse võllide laagerdamiseks veerelaagreid. Karastatud terasest ratastega ajamid töötavad tavaliselt õlivannis ja kuivalt ainult juhul, kui ajami konstruktiivne kujundus ja koormuse iseloom kindlustab minimaalse libisemise kontaktpinnal.

Kõige paremaid tagajärgi on andnud kuullaagri terased III X15, pinnakõvadusega üle 60. Rockwelli järgi.

Hõõrdeeguriks võib antud juhul valida õlivannis töötaval ajamil  $f = 0,05$  ja kuivalt töötaval ajamil 0,15 kuni 0,20.

Malm vastu malmi — kasutatakse peamiselt keerulise konfiguratsiooniga ja suure gabariidiga rataste korral kuivalt töötavatel lahtistel ajamitel. On soovitatav tõsta malmi pinnakõvadust vastava termilise või pinna mehaanilise töötlemisega. Üldiselt on malmist valmistatud rataste töötamine vaikselt kui terasest ratastel. Kuna lubatavad kontaktpinged on malmil tunduvalt väiksemad kui terastel, nõudmised aga pinnatöötlemise suhtes ühesugused, siis ei ole otstarbekohane valmistada mõlemat ratast malmist ilma mingisuguse katematerjalita. Sageli valmistatakse üks ratas malmist, teine terasest, vastavalt mõjuvatele pingetele.

Hõõrdeegur võib valida kuivalt töötavatel ajameil piires 0,12 kuni 0,20.

Teras vastu tekstoliiti või fiibrit — nõuab väiksemat pinnapuhtust ja pinnatöötlemist. Suurema hõõrdeeguri ( $f = 0,20$  kuni 0,25) tõttu on võllid vähem koormatud survejõududest, kuna viimased tuleb võtta väiksemad vastavalt nõrgemale materjalile (tekstoliit, fiiber). Ajami kasu-

tegur antud juhul ja üldse mittemetallist rataste korral on väiksem kui terasest ratastel, kuna on tegemist suuremate kontaktpindadega ja suurema sisehõõrdumisega. Ajami gabariidid väiksemate lubatavate kontaktpingete tõttu, võrreldes metallist ratastega, kujunevad suuremaks. Enam kasutamist on leidnud tekstiilit, kui kõige vähem müra tekitav ja kui vähem hügrokoopne materjal, võrreldes fiibri või nahaga.

Nahk, ferrado või kummeeritud riie vastu terast või malmi — kasutatakse enamal juhul katematerjalina, näiteks rihm-variantorite klotside katteks, hõõrd-kruvipresside hõõrd-ratta katteks j. t. Nimetatud materjalide väikse elastsusmooduli tõttu esinevad antud juhul nimetamisväärsed kaod sisehõõrdumise ja elastse libisemise tõttu.

Hõõrdetegur on naha korral 0,2 kuni 0,35, ferradol 0,3 kuni 0,35 ja kummi korral 0,35 kuni 0,45. Tähendatud materjale kasutatakse kuivalt töötavates lahtistes ajamites.

Kummi vastu terast, malmi või pressitud paberit — kasutatakse peamiselt neil juhtudel, kus kadu elastse libisemise ja elastse deformatsiooni tõttu ei oma olulist tähtsust. Kummi kasutamine võimaldab suure hõõrdeteguri, seega väiksed survejõud, mille tõttu saame äärmiselt sujuvalt töötava ajami. Kasutatakse laialdaselt tekstiil- ja paberitööstuses.

Hõõrdetegur on kummil malmi või terase korral 0,35 kuni 0,45, pressitud paberi korral 0,4.

## KASUTATUD KIRJANDUS

1. Энциклопедический справочник. Машиностроение. Том. 2. МАШГИЗ 1948.
2. Светозаров В. А., Фрикционные трансформаторы, ЦНИИТМАШ, кн. 4, Исследование передаточных механизмов, 1947.
3. Решетов Д. Н., Расчет детали станков, МАШГИЗ, 1947.
4. Таурок В. Г., Механические бесступенчатые передачи, МАШГИЗ, 1947.
5. Передачи в машиностроении. Доклады на I-й Московской конференции по передачам в машиностроении, ВНИТОМАШ, 1951.

*Toimetaja H. Rehemaa*  
*Tehniline toimetaja I. Vahtre*  
*Korrektorid E. Toots ja A. Sepp*

Ladumisele antud 15. VII 1953. Trükkimisele antud 1. IX 1953. Trükiarv, 2000. Paber 67×95, 1/16. Trükipoognaid 4,25. Formaadile 60×92 kohaldatud trükipoognaid 4,89. Arvutuspoognaid 4,14. MB-11540. Hans Heidemanni nimeline trükikoda, Tartu, Vallikraavi 4. Tellimise nr. 2849.

На эстонском языке.

*Hind rbl. 2.10*

24

Rbl. 2.10

A-18534  
//

TÜ RAAMATUKOGU  
  
1 0300 00177863 0