

A-18534

MASINAELEMENDID

E. SOONVALDI
TOIMETUSEL



E. SOONVALD

SIDURID



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

ÜLDTOIMETAJA
E. SOONVALD
STALINI PREEMIA LAUREAAT

MASINA-ELEMENDID

VIII

E. SOONVALD
SIDURID



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS
TALLINN 1951

MÄRKNA-LEHMENDID

III

2 ✓

Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu
17952

ARHIIVKOGU

RUUTLAHES KIRJUTUS

SISUKORD.

	Lk.
I. Üldmõisted siduritest ja sidurite klassifikatsioon	5
II. Jäigad sidurid	8
1. Poolitamata muhvsidurid	8
2. Võlli telge läbivas tasapinnas poolitatud muhvsidurid	10
3. Võlli telje risttasapinnas poolitatud ketassidurid	12
III. Kompenseerivad sidurid	14
1. Jäigad kompenseerivad sidurid	15
a. Aksiaalset nihet kompenseerivad sidurid	15
b. Võlli telgede radiaalset nihet kompenseerivad sidurid	16
c. Võllide nurgiasetust kompenseerivad sidurid	21
d. Universaalsed kompenseerivad sidurid	35
2. Elastsed sidurid	44
IV. Lülitavad sidurid	59
1. Lülitavad jäigad sidurid	59
2. Lülitavad hõõrdsidurid	64
a. Koonilised hõõrdsidurid	73
b. Silindrilised hõõrdsidurid	76
c. Ketas-hõõrdsidurid	84
3. Hõõrdsidurite lülimisseadmed	89
V. Kaitsesidurid	95
1. Lõikele töötava vahe-elementiga kaitsesidurid	96
2. Nukkelemendiga kaitsesidurid	98
3. Kuulelementidega kaitsesidurid	100
4. Pidevalt sidurdatud hõõrdelementidega kaitsesidurid	101
5. Tsentrifugaaljõu mõjul sidurduvad või lahtisidurduvad kaitse-hõõrdsidurid	102
VI. Vabakäigusidurid	107

I. ÜLDMÕISTED SIDURITEST JA SIDURITE KLASSIFIKATSIOON.

Sidureid kasutatakse masina-elementidena võllide liitmiseks. Sidur koosneb põhiliselt kahest poolest, mis on kinnitatud jäigalt kummagi liidetava võlliotsa külge, milledest üks on vedav ja teine veetav. Olenevalt siduri poolte omavahelisest sidestamisest, siduri konstruktiivsest kujust ja tööülesandest, jaotame sidurid viide gruppi:

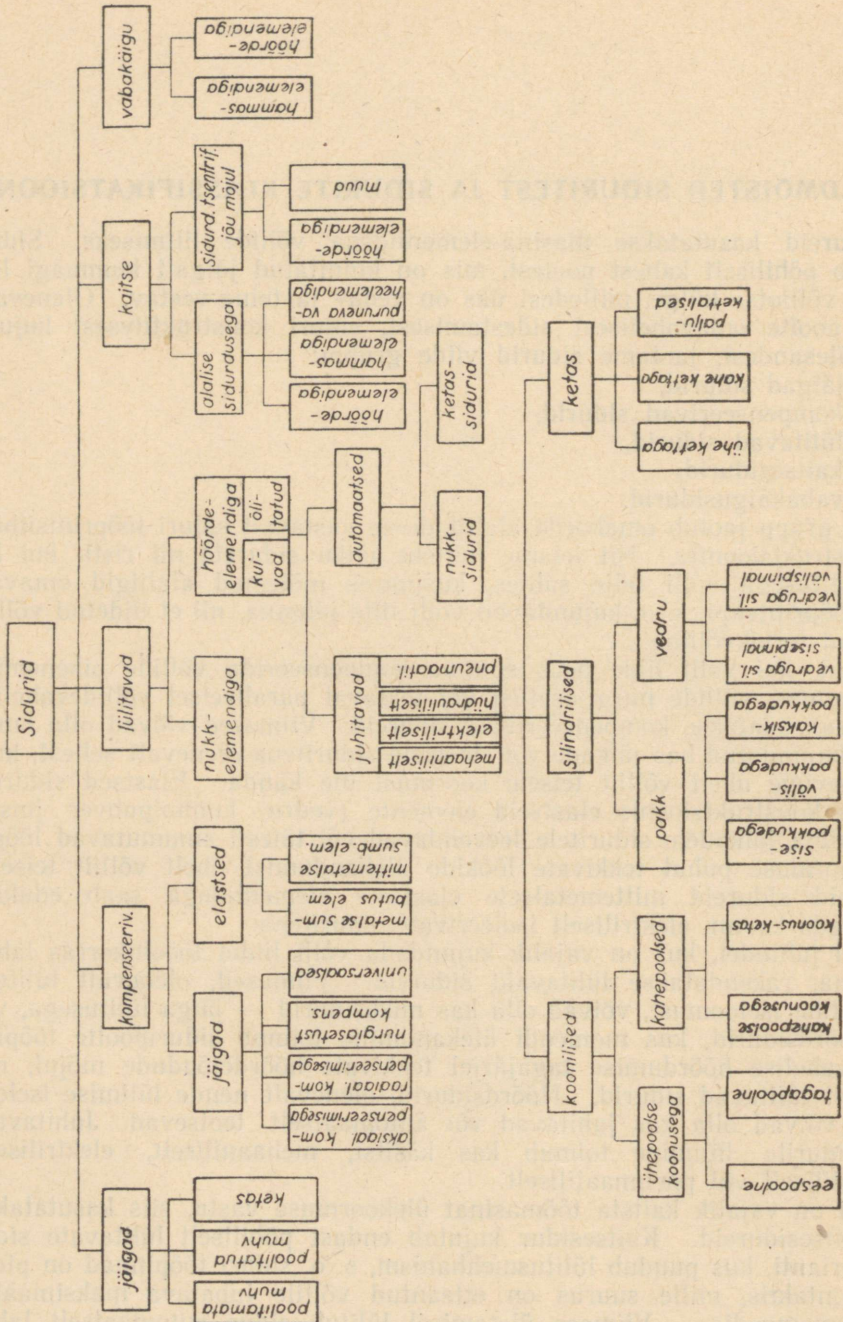
- a) jäigad sidurid,
- b) kompenseerivad sidurid,
- c) lülitavad sidurid,
- d) kaitsesidurid,
- e) vabakäigusidurid.

Iga grupp jaotub omakorda alaliikidesse vastavalt siduri tööprintsibile ja konstruktsioonile. Nii leiame näiteks jäiku sidureid nii risti- kui ka pikipoolitusega võlli telje suhtes, kusjuures mõlemad alaliigid omavad ühist tööprintsipi, s. o. kujundavad võlli liite jäigana, nii et liidetud võllid töötavad tervikvõllina.

Juhul, kui võlli liide peab suutma kompenseerida võllide pikenemist telje suunas, võllide nurgi-asetust või teatavat paralleelset võllidevahelist nihet, rakendatakse kompenseerivaid sidureid. Viimased võivad olla omakorda kujundatud kas jäikade või elastsete siduritena olenevalt sellest, kuidas soovime ühelt võllilt teisele koormust üle kanda. Elastsed sidurid, omades konstruktsioonis elastseid elemente (vedru, kummipuhver jms.), vastandina jäikadele siduritele leevendavad või täiesti summutavad löögilise koormuse puhul tekkivate löökide ülekandumist ühelt võllilt teisele. Elastseid sidureid mittemetalsete elastsete elementidega saab edukalt rakendada ka nn. elektriliselt isoleerivate siduritena.

Neil juhtudel, kus on vajalik kujundada võlli liidet tööolukorras lahutatavana, rakendatakse lülitavaid sidureid. Viimased, olenevalt lülituselementide iseloomust, võivad olla kas nukksidurid — jäiga lülitusega, või siis hõõrdsidurid, kus momendi ülekandmine toimub siduripoolte tööpinde vahelise hõõrdumise tagajärjel tekkivate hõõrdejõudude mõjul, nn. elastselt lülituvad sidurid. Hõõrdsidurid, olenevalt nende lülimise iseloomust, võivad olla kas juhitud või automaatselt teotsevad. Juhitavate hõõrdsidurite lülimine toimub kas käsitsi, mehaaniliselt, elektriliselt, hüdrauliliselt või pneumaatiliselt.

Kui on vajalik kaitsta töömasinat ülekoormuse vastu, siis kasutatakse nn. kaitsesidureid. Kaitsesidur kujutab endast põhiliselt lülitavate sidurite varianti, kus puudub lülitusmehhanism, s. o. siduri tööpinna on pidevas kontaktis, mille suurus on etteantud võllile lubatava maksimaalse väändmomendiga. Viimase ületamisel lülitub sidur automaatselt lahti.



Joot. I.

Vabakäigusidurid on mõeldud ainult ühesuunalise pöörlemise ülekandmiseks ja pöörete arvu tasakaalustamiseks juhul, kui ühte võlli käitavad mitu jõuallikat.

Üldine sidurite klassifikatsioon prof. Ivanovi järgi on toodud joonisel 1.

Sidurite dimensioneerimise aluseks on ülekantav väändemoment. Kuna tavaliselt ülekantav väändemoment ei oma konstantset suurust, vaid on muutuva suurusega, mis sõltub esmajoones käitatava töömasina tööiseloomust, pöörlevatest massidest ja jõuallika liigist, siis ei dimensioneerita sidurit mitte nominaalse väändemomendi järgi, vaid võetakse aluseks teatud teguri k kordselt suurem väändemoment. Režiimiteguri keskmine suurus on valitav tabelist 1. Tegelik režiimiteguri k suurus oleneb otseselt siduri tüübist ja tema tööprintsiipest. Mida jäigem on sidur, seda suurem tuleb valida tegur k . Kaitsesidurite puhul omab k kõige väiksemat väärtust. Hõõrdsidurite juures oleneb teguri k valik ka sidurdamise sagedusest: mida suurem on sidurdamiste arv ajaühikus, seda suurem tuleb valida k .

Tabel 1.

Režiimiteguri k näitlikke suurusi.

Töömasina liik	Jõuallikas			Erijuhtudel
	Turbiin	Elektrimootor	Sisepölemismootor	
Dünamo	1—1,15	1—2	1,5—2,5	
Tsentrifugaalpump	1,25	2—3	3—5	
Ventilaator	1—1,5	1,25—2	2,25—3,5	
Ühepoolse pumbaga kolbpump (silindrite arv 3)		2—3,5	5—6	
Kahepoolse töötamisega kolbpump (silindrite arv 2)		1,75—3	4—5	
Puidutöötlemise masinad, lint- ja kettetranspordtööriid (ilma koormata)		1,5—2		1,5—2
Tekstiilitööstuse masin				
Kolbkompressor	1,5	2,25—3,5	4	
Valtspingid:				
mootori ja hooratta vaheline sidur				2,5
hooratta ja pingi vaheline sidur				5—6
mootori ja pingi vaheline sidur				4
Rulltee				4
Metalli löikepink			1,25—2,5	
Transmissioonilt käitav pink				1,5
Hõõvelpingi reserveeritav ajam				3
Laeva turbiinid:				
turbiini ja ajami vaheline sidur				1,5
ajami ja peavõlli vaheline sidur				3—4
Veskid ja purustajad:				
mootori ja ajami vaheline sidur				2,5
ajami ja masina vaheline sidur				4
Kraanad, tõstukid ja elevaatorid			3—5	
Auto				1,2—1,5

Nagu teame, oleneb vändemomendi suurus ülekantavast võimsusest ja pöörete arvust minutis. Sidurite valikul tehaste andmete alusel leiamegi siduri iseloomustajana sageli vändemomendi asemel viimasega proportsionaalse suuruse võimsuse ja pöörete arvu suhte $\frac{N}{n}$, mida nimetame siduri karakteristikaks. Tavaliselt antakse tabelis $\frac{N}{n}$ maksimaalsed väärtused, mille järgi sidureid valides tuleb suhe $\frac{N}{n}$ lugeda võrdseks arvutusliku karakteristikaga:

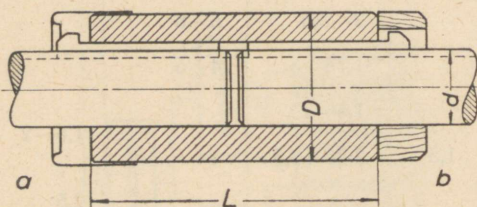
$$\left(\frac{N}{n}\right)_{max} = k \frac{N}{n}.$$

II. JÄIGAD SIDURID.

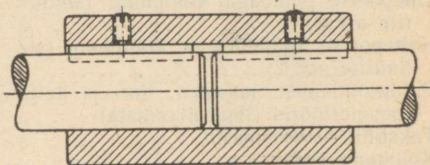
Jäigad sidurid, nagu varem tähendatud, kujundavad võllide liite jäigana. Kaasajal valmistatakse peamiselt kolme tüüpi jäiku sidureid: poolitamata muhvsidurid, võlli telge läbivas tasapinnas poolitatud muhvsidurid ja võlli teljele risttasapinnas poolitatud ketassidurid.

1. Poolitamata muhvsidurid.

Poolitamata muhvsidur (joon. 2, 3 ja 4) esitab meile kõige lihtsamat jäika sidurit. Poolitamata muhvsidur on kujundatud torukujulisena, mille siseläbimõõt vastab võlli läbimõõdule ja mis ühendatakse võlli otstega kiilude, liistude või tihtide abil. Poolitamata muhvsidurit võib kasutada



Joon. 2.



Joon. 3.

ainult neil juhtudel, kui on kindlustatud võllide telgede asumine ühel sirgel ja ka läbimõõtude võrdsus. Kuna poolitamata muhvsidur on suuremate raskusteta võllilt eemaldatav, siis võime antud juhul kasutada poolitamata transmissioonelemente (rattad, laagrid), millised asetame võllile otsast ja hiljem monteerime siduri.

Vaatamata oma lihtsusele ja väikestele gabariitmõõdetele on poolitamata muhvsidur praktikas vähe levinenud, kuna ta omab rea puudusi.

a) Poolitamata muhvsidur nõuab suurt võllile kinnitatud ajamielementide vahekaugust siduri kohal; (vähemalt $2,5L$, kus L on siduri pikkus),

kuna liite lahtivõtmiseks tuleb sidurit völli nihutada siduri poole pikkuse võrra.

b) Poolitamata muhvsiduri puhul völli tsentreerimine on raskendatud eriti siis, kui siduri kinnitamiseks völli otstele kasutatakse pikikiili. Völli otste läbimõõtude väiksemagi erinevuse korral võib tekkida völli telgede palalleel-nihe.

c) Ohutusnõuete täitmiseks on vajalik poolitamata muhvsiduri väljalatuvad osad kaitsta kas plekist kattega või puidust rõngaga (joon. 2, a ja b).

Poolitamata muhvsidur valmistatakse kas malmist või terasest. Arvutuse aluseks võetakse völli ja siduri võrdtugevus väändel, kusjuures kiiluvõlvi nõrgestavat mõju völlis ja rummus võetakse arvesse lubatava pinge vähendamisega.

Seega

$$\frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) R_{v \text{ muhv}} = \frac{\pi d^3}{16} R_{v \text{ völli}}, \quad (1)$$

kus D on siduri välisläbimõõt,

d — völli läbimõõt,

$R_{v \text{ muhv}}$ — siduri materjali lubatav väändepinge,

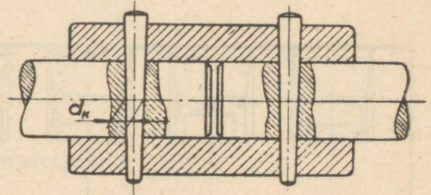
$R_{v \text{ völli}}$ — völli materjali lubatav väändepinge.

Kui $R_{v \text{ muhv}} = R_{v \text{ völli}}$, saame siduri välisläbimõõduks $D \geq 1,25d$.

Juhul, kui sidur on valmistatud malmist, s. t. $R_{v \text{ völli}} \approx 3,5R_{v \text{ sidur}}$, saame siduri välisläbimõõduks $D > 1,6d$ (tavaliselt $1,8d$).

Siduri pikkus, arvestades kiilu sõlme, valitakse piires $L = 3d$ kuni $5d$.

Väiksemate võimsuste ülekandmisel võib poolitamata muhvsidurit ühendada völli otstega liistude (joon. 3) või tihvtide abil (joon. 4). Viimasel juhul lisandub toodud siduri arvutusele veel tihvtide kontroll lõikele:



Joon. 4.

$$2 \frac{\pi d_k^2}{4} R_t = \frac{2M_v}{d}, \quad (2)$$

kus d_k on tihvti keskmine läbimõõt völlis,

R_t — tihvti lubatav lõikepinge.

Võttes $M_v = \frac{\pi d^3}{16} R_{v \text{ völli}}$, saame

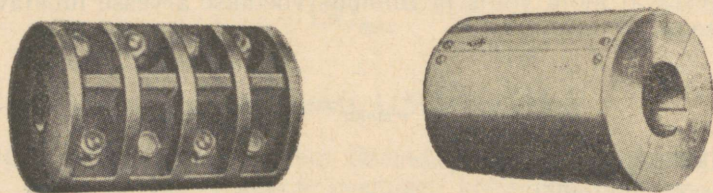
$$d_k = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{R_{v \text{ völli}}}{R_t}}. \quad (2a)$$

Völli läbimõõdu määramisel tuleb arvestada tihvti augu nõrgestavat mõju völlile.

2. Võlli telge läbivas tasapinnas poolitatud muhvsidurid.

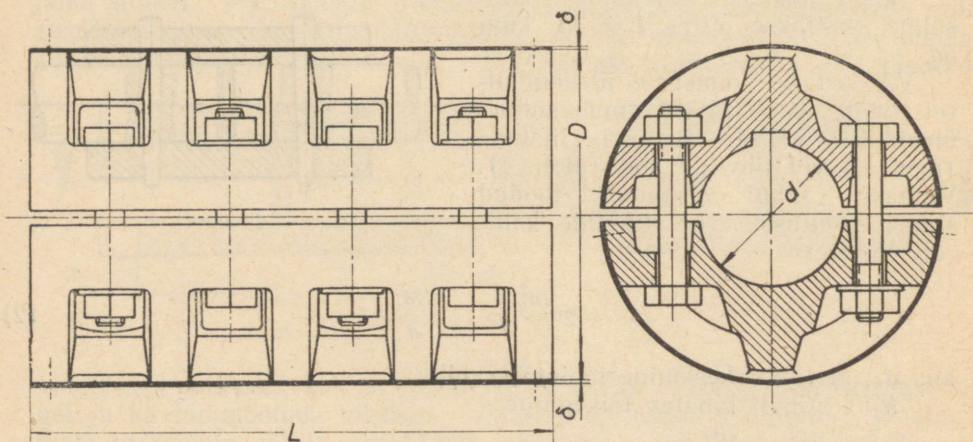
Võlli telge läbivas tasapinnas poolitatud muhvsidurid (joon. 5) on kujundatud poolitatud toruna, millised, asetatuna võllide otstele, liidetakse poltidega. Poolitatud muhvsiduriga ühendatud võlliliites toimub momendi ülekande poltide pingestuse tagajärjel võlli ja siduri kokkupuute pindadel tekkinud hõõrdejõu mõjul, kusjuures liiste kasutatakse ainult juht- ja ohutuselementidena.

Poolitatud muhvsidurit kasutatakse peamiselt pikkade transmissiooni-võllide kujundamisel üksikute võllide liitmise teel. Siin võib liita ka eri-



Joon. 5.

nevate läbimõõtudega võlle, kuna liite koostamisel ja lahutamisel puudub vajadus siduri nihutamiseks piki võlli, nagu see esines poolitamata muhvsidurite puhul. Sidur liidetakse võlliga ping-istu järgi, millega kindlustub ka liite samateljelisus.



Joon. 6.

Poolitatud muhvsiduri heaks omaduseks on tema kiire koostamise ja lahtivõtmise võimalus, suhteliselt väike ruumivajadus võrreldes poolitamata muhvsiduritega, ja poolitamata transmissioonelementide (rattad, laagrid) kasutamisevõimalus. Eriti viimane omadus on tingitud pooli-

tatud muhvsiduri laialdase leviku transmissioonides, kus kasutatakse veere-laagreid.

Ohutuse kindlustamiseks kaetakse poolitatud muhvsidur kaitseplekiga $\delta = 1$ kuni 1,5 mm (joon. 5, 6), mis liidetakse siduripooltega peitpeaga metallikruvidega. Siduri mõõted valitakse empiiriliselt võlli läbimõõdu d järgi (joon. 6):

välisläbimõõt $D = 3d$ kuni $2d$, ääriku paksus $0,9d$,
pikkus $L = 3d$ kuni $4d$, seina paksus nõrgestatud kohas $0,125d$,

kusjuures väiksemate võllide läbimõõtude juures on siduri välisläbimõõt suurem. Poltide arv valitakse olenevalt võlli läbimõõdest d järgmiselt:

kui $d < 50$ mm, siis poltide arv $z = 6$,
kui $d > 50$ mm, „ „ „ „ $z = 8$.

Poltide läbimõõdu määramisel tuleb lähtuda eelpingestusest, mis kindlustab võlli ja siduri kokkupuutepindadel momendi ülekandmiseks vajaliku hõordejõu:

$$kM_v \leq \frac{\pi d}{2} fV \frac{z}{2}, \quad (3)$$

millest

$$V \geq \frac{4kM_v}{\pi d f z}. \quad (3a)$$

Eeltoodust järgneb, et poldi keermetatud osa ristlõike pindala

$$F_1 = \frac{1,3V}{R_t},$$

kus kM_v on arvutuslik väändemoment,

d — võlli läbimõõt,

z — kogu poltide arv,

V — poldi vajalik eelpingestus,

f — hõordetegur siduri ja võlli materjalide vahel,

R_t — poldis lubatav tõmbepinge.

Tabelis 2 on esitatud poolitatud muhvsidurite põhimõõted.

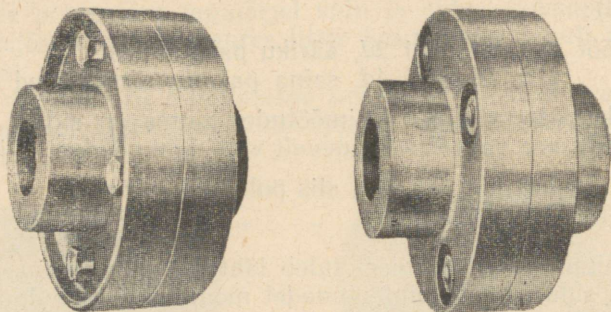
Tabel 2.

Poolitatud muhvsidurite (joon. 6) põhimõõted mm.

d	D	L	Siduri kaal kg
40—45	110	150	7
50—55	125	180	11,5
70—75	165	240	25
90—95	220	300	55
110—115	245	365	75
130—135	290	450	145
150—165	345	500	285
190—200	410	720	435

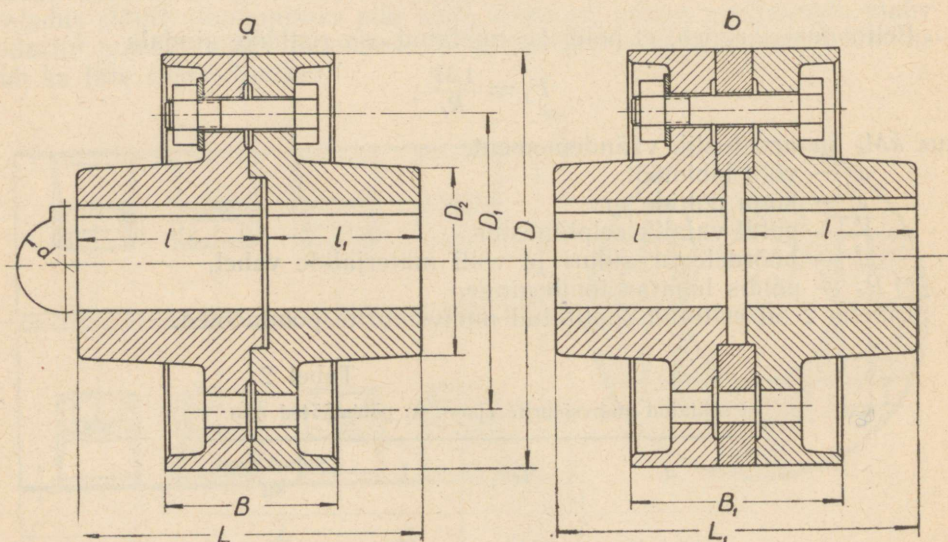
3. Võlli telje risttasapinnas poolitatud ketassidurid.

Ketassiduri (joon. 7) pooled on kujundatud rummüst ja kettast ning liidetakse omavahel poldidega. Liidetavate võllide samateljelisus kindlustatakse siduripoolte omavahelise tsentreerimisega. Tsentreerimine toimub



Joon. 7.

kahel viisil: kas tsentreeriva astmega siduri pooltes (joon. 8a) või poolitatud tsentreerimisvõruga (joon. 8b). Esimene moodus nõuab võlliliite koostamisel ja lahtivõtmisel võlli nihutamist, mis on äärmiselt ebasoovitav,



Joon. 8.

eriti pikkade (mitme liitekohaga) võllide puhul; teine moodus — poolitatud tsentreerimisvõruga siduri tsentreerimine — omab selles mõttes tuntavaid eeliseid, kuna võimaldab ühte võlli osa eemaldada teisi võlli osi demonteerimata või nihutamata.

Siduri pooled istutatakse võllide otstele külmalt või kuumalt pressimise teel, mis tekitab raskelt lahutatava liite. Seepärast on juhul, kui võlli mõlemad otsad on varustatud siduripooltega, vajalik kasutada poolitatud transmissioonelemente. Kuna siduripoolte liitepinnad peavad olema täpselt ristitud võlli teljega, siis toimub tavaliselt pärast siduri poolte võllile asetamist liitepindade järeltöötlemine.

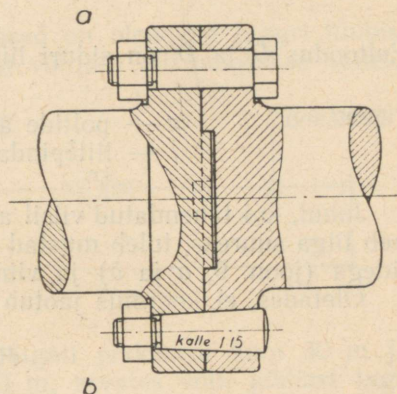
Erijuhtudel võib siduripoolte kinnitamine võllile toimuda ka nuutkiiluga. Nuutkiil tuleb lüüa pesa siduri liitepinna poolt.

Ketassidurid valmistatakse tavaliselt malmist, kui ketta piirdel kiirus $v < 30$ m/sek., ja terasest, kui $v > 30$ m/sek.

Ketassidureid võib kasutada ka rihma- ja piduratastena ning ka hoo- rattana.

Tabelis 3 on esitatud tavaliste ketassidurite (joon. 8, a ja b) põhimõõted.

Suurema läbimõõduga võllidel leiame ketassidureid valmistatuna võlliga ühes tükis (joon. 9).



Joon. 9.

Tabel 3.

Ketassidurite (joon. 8, a ja b) põhimõõted mm.

d_{max}	D	D_2	B	B_1	L	L_1	l	l_1	D_0	Poltide arv	Poldi läbimõõt d_0
35	180	70	70	90	140	160	75	64	125	4	M 16
40	200	80	80	100	150	170	80	69	135	4	M 16
50	220	100	90	110	170	190	90	79	155	4	M 16
60	260	115	85	115	190	210	100	89	180	4	M 18
80	300	150	110	130	230	250	120	109	220	6	M 22
100	350	185	130	150	280	300	134	130	265	6	M 24
125	410	225	140	160	340	370	180	159	305	8	M 27
160	490	280	160	180	410	440	215	194	375	8	M 30
200	580	350	180	200	500	530	260	239	465	8	M 39

Olenevalt ülekantava momendi iseloomust liidetakse siduri pooled kas mustade või puhtate poltidega. Esimesel juhul (poldid asuvad augus lõtkuga) tuleb poldid eelpingestada jõuga, mis tekitab siduripoolte liitepindade vahel hõõrdejõu momendi ülekandmiseks (vt. Poltliited):

$$V = \frac{3kM_v(D^2 - D'^2)}{zf(D^3 - D'^3)} \quad (4)$$

Poldi keermetatud osa ristlõike pindala F_1 leiame:

$$F_1 = \frac{1,3V}{R_t}. \quad (5)$$

Eeltoodus D ja D' on siduri liitepindade läbimõõdud,

z — poltide arv,
 f — liitëpindade vaheline hõõrdetegur.

Juhul, kui tähendatud viisil arvutatud poldi läbimõõt (poltide arv) kujuneb liiga suureks, tuleb mustad poldid asendada puhtate või kooniliste poltidega (joon. 9, a ja b) ja viimased arvutada lõikele (sobitatud poldid).

Oletades, et koormus jaotub ühtlaselt igale poldile, võime kirjutada, et

$$F_2 R_t z = \frac{2kM_v}{D_0} \quad (6)$$

ja

$$F_2 = \frac{2kM_v}{zD_0 R_t}, \quad (6a)$$

kus F_2 on poldi lõikele töötava varva ristlõike pindala,

R_t — poldis lubatav lõikepinge,

D_0 — poltide ringjoone läbimõõt.

III. KOMPENSEERIVAD SIDURID.

Kompenseerivad sidurid on kujundatud võlli mittejäigaks liitmiseks juhul, kui tööolukorras võib esineda võllide aksiaalne nihe, kui puudub võimalus kindlustada võllide samateljelisust või kui võllid asetsevad nurgi. Tähendatud juhud võivad esineda ka kõik korraga. Kompenseerivate sidurite ülesandeks on peale tähendatu veel löögilise koormuse puhul esinevate löökide leevendamine või summutamine. Sel korral omab kompenseeriv sidur elastseid elemente, mis tekkinud löögi tagajärjel deformeeruvad ja takistavad sellega löögi ülekandumist töömasinale ja vastupidi.

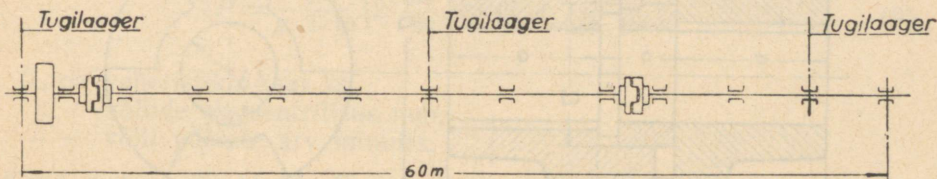
Olenevalt siduri konstruktsioonist, jäikuse astmest ja jõu ülekandmise moodusest, liigitame kompenseerivad sidurid kahte liiki:

- 1) Jäigad kompenseerivad sidurid, mis suudavad kompenseerida ainult võlli telgede vastastikust ebaõiget asetust.
- 2) Väände-elastsed kompenseerivad sidurid, mis omavad elastse vahelemendi löökide leevendamiseks või summutamiseks. Väände-elastsete sidurite konstruktsioon võimaldab tavaliselt kompenseerida ka võllide telgede ebaõiget asetust.

1. Jäigad kompenseerivad sidurid.

a. Aksiaalset nihet kompenseerivad sidurid. Aksiaalset nihet kompenseerivate sidurite ehk nn. paisumissidurite ülesandeks on liidetud võllide võimalike aksiaalsete piknemiste ja lühenemiste kompenseerimine, rikkumata seejuures liidet.

Jäigalt liidetud võllide lubatavad pikkused on olenevad laagri tüübist ja veerelaagrite puhul ka laagri kinnitusest võllile. Nii lubatakse näiteks



Joon. 10.

võlli liugelaagritega toetades liita võlle jäigalt pikkuseni kuni 30 m ja veerelaagreid kasutades pikkuseni kuni 20 m, arvates võlli pikkust tugilaagrist. Pikemate võllide puhul tuleb asetada aga vahele paisumissidurid, mille vajaliku (võimaliku) aksiaalse kompensatsiooni määrame vastavalt temperatuuri kõikumise ulatusel tekkivale võlli pikkuse muutumisele Δl :

$$\Delta l = (t_{max} - t_{min}) \alpha l, \quad (7)$$

kus $t_{max} - t_{min}$ on maksimaalne temperatuuride vahe,

α — võlli materjali joonpaisumistegur,

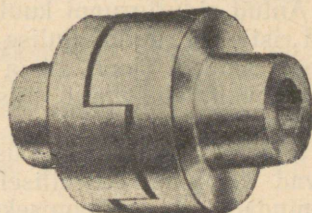
l — võlli pikkus,

Δl — võlli piknemine.

Joonisel 10 on esitatud näitena paisumissidurite paigutus 60 m pikkusega transmissioonivõllil, millist käitatakse võlli ühest otsast ja mis omab kolme tugilaagrit.

Kuna aksiaalset nihet kompenseerivad sidurid ei oma jäikust võlli telge läbivas tasapinnas, siis on soovitatav toetada võlli laagritega võimalikult ligidal mõlemal pool sidurit, vastasel korral võib tekkida võlli läbipaindumine siduri kohal, mis rikub liidet.

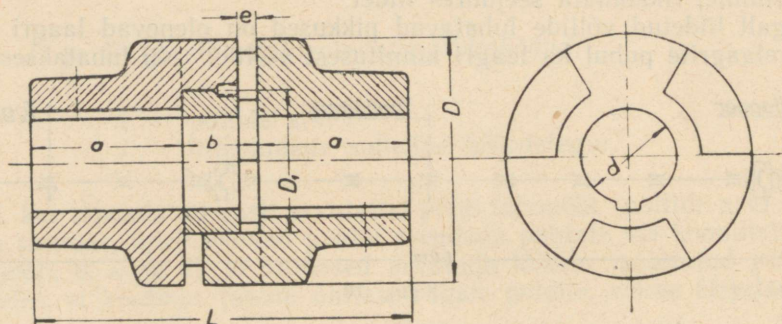
Aksiaalset nihet kompenseerivate sidurite tüüpilisemaks esindajaks on nukksidur (joon. 11). Nukksidur koosneb kahest nukkidega kujundatud poolest ja tsentreerimISRõngast. Nuki tööpinnad on määratud võlli telge läbivate tasapindadega. Hõlpsamaks nukvide tööpindade töötlemiseks on nukvide arvuks võetud paaritu arv. Et mitte võimaldada löökide tekkimist ebaühtlase koormusel, peavad nukid



Joon. 11.

olema vastastikku sobitatud, vastasel korral toimub nuki tööpinde kiire kulumine.

Siduri tsentreerimine toimub malmist tsentreerimisrõngaga, mille välisläbimõõt on võrdne nukke ringi siseläbimõõduga D_1 (joon. 12). Tavaliselt on $D_1 \approx 0,5D$.



Joon. 12.

Tabelis 4 on esitatud nukksidurite põhimõõted võlli läbimõõtudele 40 — 125 mm.

Tabel 4.

Nukksidurite (joon. 12) põhimõõted mm.

d	D	L	Q	b	e	Kaal kg
40—50	130	200	80	40	10	11
70	170	250	100	50	10	25
90	225	305	120	65	15	53
110	275	375	150	75	15	93
125	300	400	160	80	15	123

b. Võlli telgede radiaalset nihet kompenseerivad sidurid. Võlli telgede radiaalset nihet kompenseerivad sidureid kasutatakse juhul, kui võlli monterimistingimustest sõltuvalt on kergem kindlustada võlli telgede paralleelsust kui samateljelisust.

Antud sidurigrupi kuuluvatest jäikadest siduritest on kõige enam levinud risti- või ruudukujulise vaheliigendiga (kas vaheristikuga või vaheprismaga) sidurid (joon. 14 ja 15). Nimetatud sidurid on nii konstruktsioonilt kui ka valmistusviisilt lihtsad, hõlpsalt monteeritavad ja kindlad eksploatatsioonis.

Suurema kulumiskindluse ja kasuteguri saavutamiseks on siduri hõõrduvad tööpinnad termiliselt töödeldud ja lihvitud. Kiiremaks vastavate tööpinde sissetöötamiseks on soovitatav viimased töödelda eri kõvaduseni, näiteks $H_{Re} \approx 55$ ja $H_{Re} \approx 58 - 60$. Samal põhjusel kasutatakse konstruktsioonis mõningail juhtudel ka eri metalle, näiteks valmistatakse

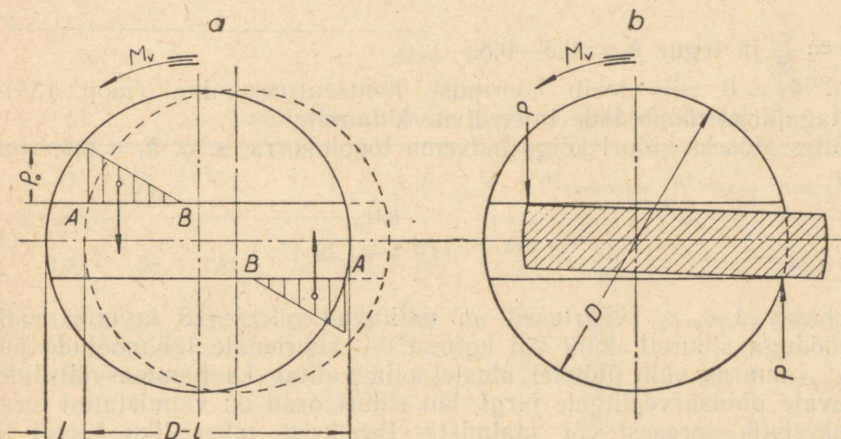
siduri pooled tsementiitdavast terasest (15 või 20X), vaheristik aga malmist või pronksist.

Siduri tööolukorras tekib vaheristiku planetaarne liikumine, kusjuures vaheristiku tsepter teeb võlli iga pöördega kaks pööret, moodustades ringjoone läbimõõduga e — kus e on võllide ekstsentrilisus. Vaheristiku planetaarse liikumise tagajärjel tekib tseentrifugaaljõud:

$$P = \frac{G_d \cdot e}{g \cdot 2 \cdot 10} \left(2 \cdot \frac{\pi n}{30} \right)^2 = G_d e \cdot \frac{n^2}{450 \cdot 10^4}, \quad (9)$$

kus G_d on vaheristiku kaal kg,
 e — võllide ekstsentrilisus mm,
 n — võlli pöörete arv minutis.

Kuna vaheristiku kaal G_d on ligikaudselt proportsionaalne suurusga $D^2 \cdot s$, kus D on vaheristiku läbimõõt ja s paksus, siis järeldub vale-



Joon. 13.

mist (9), et sama pöörete arvu juures tseentrifugaaljõu mõju vähendamiseks tuleb vaheristiku läbimõõt valida võimalikult väike või vähendada kaalu, kujundades vaheristiku suhteliselt suure siseläbimõõduga rõngana, valides $D_1 \approx 0,7D$.

Tingituna teatava suurusega lõtkust siduri tööpindade vahel on viimased koormatud igal hetkel ainult osaliselt pikkusel $AB = k_1 D$ (joon. 13), kus teguri k_1 suurus on olenev vastavate pindade töötlemise astmest ja tööpindadevahelisest lõtkust. Eeldades kolmnurkset koormuse jaotust tööpindadel, nagu see on näidatud joonisel 13a, saame avaldada siduri poolt võimaliku ülekantava momendi suuruse:

$$M_1 = \frac{\sigma_{ps} k_1 D h}{2} \left[(D - l) - \frac{2}{3} k_1 D \right] = \frac{\sigma_{ps} k_1 D h}{2} \left[D \left(1 - \frac{2}{3} k_1 \right) - l \right], \quad (10)$$

kus h on vahestiku liistu tööpinna kõrgus,

l — vahestiku liistu teekonna pikkus,

$$k_1 = \frac{AB}{D}.$$

Valemist (10) saame avaldada pindsurvepinge σ_{ps} :

$$\sigma_{ps} = \frac{2M_v}{hk_1 D \left[D \left(1 - \frac{2}{3} k_1 \right) - l \right]}, \quad (11)$$

pindsurvepinge on maksimaalne, kui $l = l_{max} = e$, seega

$$\sigma_{ps \max} = \frac{2M_v}{hk_1 D \left[D \left(1 - \frac{2}{3} k_1 \right) - e \right]} = \frac{2M_v}{hk_1 D^2 \left[\left(1 - \frac{2}{3} k_1 \right) - u \right]}, \quad (12)$$

kus $u = \frac{e}{D}$ ja tegur $k_1 = 0,3-0,8$.

Kui $k_1 = 0$, siis tekib koormuse kontsentreerumine (joon. 13b) ja selle tagajärjel tööpindade intensiivne kulumine.

Võttes aluseks siduri kõige halvema tööolukorra, s. o. $k_1 = 0,3$, saame:

$$\sigma_{ps \max} \approx \frac{8M_v}{hD^2(1-1,2u)}. \quad (12a)$$

Lubatavad $\sigma_{ps \max}$ väärtused on valitavad piires $0,8 \text{ kg/mm}^2$ väikese läbimõõduga sidureil, kuni $2,5 \text{ kg/mm}^2$ — suuremate läbimõõtude puhul.

$\sigma_{ps \max}$ suurus võib üldistel alustel olla valitav ka hammasvõll-liidetele lubatavate pindsurvepingete järgi, kui siduri osad on valmistatud terasest ja vahestik terasest või malmist. Pronksist vahestiku korral tuleb $\sigma_{ps \max}$ väärtus valida kaks korda väiksem.

Tööpindadel tekkiva hõõrdumise tagajärjel omab vahestikuga sidur võimsuse kadu, mis on arvatav kasuteguri η kaudu:

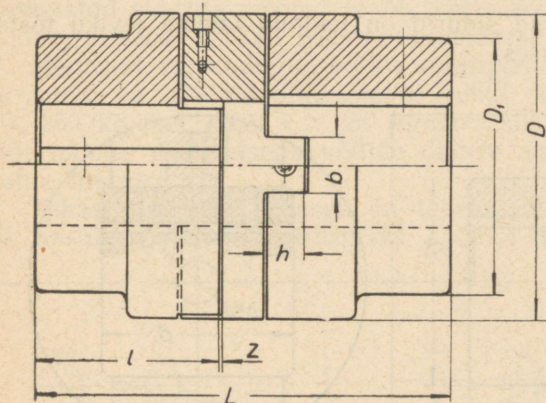
$$\eta = \left(1 - 4 \frac{f}{\pi} \ln \frac{D}{D - ce} \right)^2, \quad (13)$$

kus f on tööpindade vaheline hõõrdetegur, ja

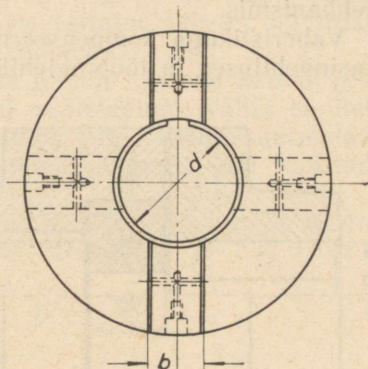
$$\frac{1}{c} = 1 - \frac{2}{3} k_1.$$

Nagu nähtub valemist (13), väheneb siduri kasuteguri ekstsentrilise e suurenemisega, mille tõttu tähendatud sidurit ei ole soovitatav kasutada suurte e väärtuste korral.

Tabelis 5 on esitatud Ordžonikidze-nimelises Uraali Masinaehitustehases valmistatavate vaheristikuga sidurite mõõted (joon. 14) ja võimalikud M_v väärtused.



Joon. 14.



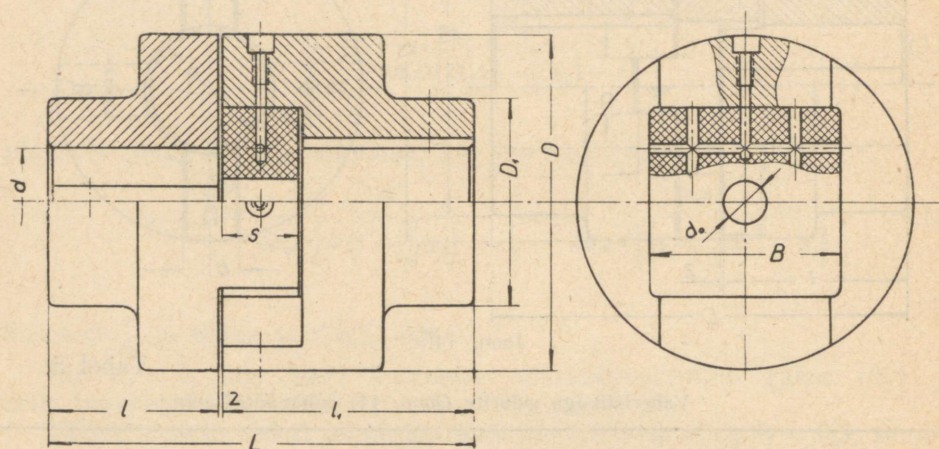
Tabel 5.

Vaheristikuga sidurite (joon. 14) põhimõõted mm.

d	D	D_1	L	l	b	h	z	M_v normaal	M_v max	n_{max}	Kaal kg
40	120	90	170	75	22	18	1	32	73	200	10
45								45			
50	140	110	202	90	25	20	1	61	130	190	16,5
55								82			
60	160	130	224	100	28	22	1	106	220	180	24
65								135			
70	180	150	248	110	32	25	1,5	168	310	170	34,4
75								207			
80	200	170	272	120	35	28	2	250	490	160	46,7
85								310			
90	220	190	315	140	40	30	2,5	360	690	150	65
95								420			
100	250	210	360	160	45	35	2,5	490	1070	140	94
110								660			
120	280	240	405	180	50	40	2,5	850	1760	130	131
130								1080			
140	320	280	470	210	55	45	2,5	1370	2700	115	203
150								1700			
160	360	320	535	240	65	50	2,5	2050	3900	100	292
170								2500			
180	400	360	580	260	75	55	2,5	2900	5500	85	504
190								3400			
200	460	400	665	300	85	60	2,5	4000	8500	70	597

Tingituina konstruktiivseist iseärasustest on esitatud sidurite täpne arvutus raskendatud, mille tõttu tuleb siduri optimaalsete mõõdete määramisel toetuda katseandmetele, et kindlustada siduri normaalset tööd mehhanismis.

Vaheristikuga kompenseerivad sidurid on leidnud laiemat levikut töstemasinaehituses ja tööpingehituses.



Joon. 15.

Tabel 6.

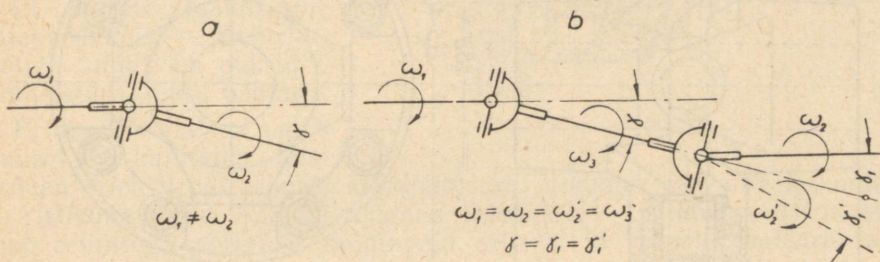
Prismakujulise vahe-elemendiga sidurite (joon. 15) põhimõõted mm.

d	D	D_1	L	l	l_1	B	S	d_0	z	M_v normaal kg/m	Kaal kg
15	70	40	84	30	52	40	20	10	2	—	—
25—28	100	60	124	50	72	60	20	14	2	8,0	4,1
										11,0	3,9
30—32—35	120	75	149	60	87	70	25	16	2	13,0	7,4
										16,0	7,2
										21,0	7,0
40—45	150	90	184	75	107	80	30	18	2	32,0	13,3
										45,0	12,9
50—55	180	110	224	90	132	100	40	20	2	50,0	22,7
										66,5	22,5
60—65	220	130	254	100	152	120	50	25	2	86,5	38,2
										110,0	37,2
70—75	250	150	274	110	162	140	50	30	2	137,0	57
										169,0	56
80—85	290	170	304	120	182	160	60	35	2	204,0	83
										245,0	82
90—95	330	190	344	140	202	180	60	40	2	291,0	115
										343,0	109

Joonisel 15 toodud prismakujulise vahe-elemendiga sidurid on vaheristikuga sidurite alaliik, kus ristik on asendatud prismaga. Prisma on tavaliselt valmistatud elastsemast materjalist (tekstoliit), mistõttu sidur omab ka teatavat väändelastsust, mis on eriti oluline löögilise koormuse puhul. Nimetatud sidurite mõõted ja M_v väärtused on esitatud tabelis 6 (Ordžonikidze-nimelise Uraali Masinaehitustehase andmeil).

Momendi ülekandmine võllilt siduripoolle toimub liistude kaudu (võll ja rumm on liidetud ping-istuga) juhul, kui väändepinge võllis ei ületa $\tau \leq 250 \text{ kg/cm}^2$. Kui $\tau > 250 \text{ kg/cm}^2$, siis tuleb liite jäikust suurendada siduripoolte asetamisega võllide otstele suurema pinguga (või kasutada kahte liistu).

Tehase andmete kohaselt on tabelis 5 ja 6 esitatud sidureid võimalik kasutada, kui ekstsentrilisus $e \leq 0,2 \text{ mm}$ montaažil ja $e \leq 0,01d +$



Joon. 16.

+ 0,25 mm tööolukorras (d on võlli läbimõõt). Võimalik maksimaalne nurk võllide vahel on 40 minutit.

Vaheristikuga siduri materjaliks on Ст. 5 (võlli läbimõõdul kuni 85 mm) ja teras 15-4020 või 25-4518, ГОСТ 977-41 järgi (võlli läbimõõdul üle 85 mm).

Vaheprismaga sidurid valmistatakse tavaliselt Ст. 3 ($d \leq 45 \text{ mm}$) ja Ст. 12-28 ($d > 45 \text{ mm}$), prisma tekstoliidist.

c. Võllide nurgiasetust kompenseerivad sidurid — kardaanliigendid. Võlle, millede teljed võivad moodustada omavahel teatava püsiva või muutliku suurusega nurga, tingituna liite koostamisest või tööolukorrast, liidetakse omavahel eriliste liigendsiduritega, mida üldiselt nimetatakse kardaanmehhanismideks.

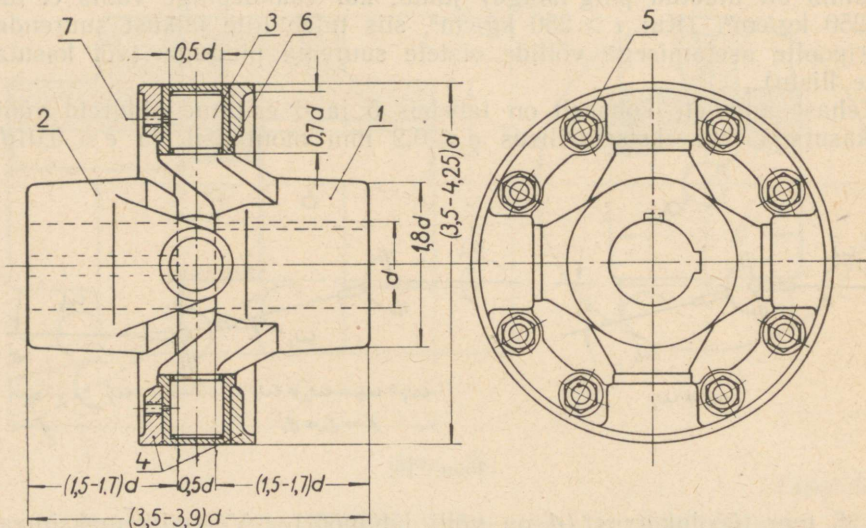
Liites võllid ühe tavalise kardaanmehhanismiga, kujunevad liidetud võllide nurkkiirused asünkroonseks, s. t. vedava võlli 1 ühtlase nurkkiiruse korral on veetava võlli 2 nurkkiirus perioodiliselt muutuv (joon. 16a). Veetava võlli nurkkiiruse muutumine on seda suurem, mida suurem on nurk võllide telgede vahel. Nimetatud omadus on tavalise kardaanmehhanismi suurimaks puuduseks, kuna perioodiline nurkkiiruse muutumine tingib inertsjõudude tekkimise veetavas süsteemis, mille tagajärjel tekivad ka lisapinged siduri elementides.

Kujundades võlli liite kahe tavalise kardaaniga vahevõlli 3 kaudu (joon. 16b) võime teatavate tingimuste täitmisel saavutada vedava ja

veetava võlli nurkkiiruste sünkroonsust, kusjuures vahevõll 3 omab seejuures perioodiliselt muutuvat nurkkiirust.

Olenevalt tööiseloolest ja konstruktsioonist jaotatakse kardaanmehhanismid kolme gruppi:

1) täiskardaanid (joon. 17—20), mis omavad kahte ristiasetsevat õõtsumistelge ja võimaldavad momendi ülekandmist võllide suurte telgedevaheliste nurkade juures ($\gamma \leq 30^\circ$);



Joon. 17.

2) poolkardaanid (joon. 21—23), mis ei oma tegelikult määratud õõtsumistelge ja võimaldavad suhteliselt väikesi võllide telgedevahelisi nurki ($\gamma \leq 5^\circ$);

3) erikardaanid (joon. 24 ja 25), mis omavad erikonstruktsiooni ja mis võimaldavad momendi ülekandmist võllide suurte telgedevaheliste nurkade juures ja kindlustavad samal ajal liidetud võllidele ka praktiliselt võrdse nurkkiiruse. Nimetatu ei ole saavutatav tavaliste kardaanmehhanismidega (grupp 1 ja 2) neid üksikult rakendades.

1) Täiskardaanid on esindatud põhiliselt kahe tüübiga: jäigad kardaanid ja universaalkardaanid.

Universaalkardaanideks nimetatakse üldiselt neid kardaanmehhanisme, mis võimaldavad peale võllide telgedevahelise nurga kompenseerimist kompenseerida ka võllide aksiaalset nihet, kuna jäikadeks kardaanideks nimetatakse neid kardaanmehhanisme, mis ei võimalda võllide aksiaalset nihet.

Võllide aksiaalne nihe võib olla kompenseeritav kas otseselt kardaanmehhanismis või võlli ja kardaanmehhanismi liites (hammasvõll-liide). Viimane moodus on kaasajal enamrakendatud.

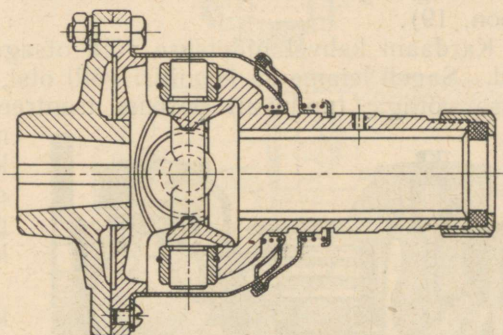
Nagu tähendatud varem, on täiskardaan põhiliselt kujundatud ristliigendina, mis omab kaks ristuvat õõtsumistelge.

Ristliigendina kujundatud täiskardaanidest esineb põhiliselt kaks konstruktiivset varianti, olenevalt sellest, millise detaili külge on kujundatud liigendi tapid.

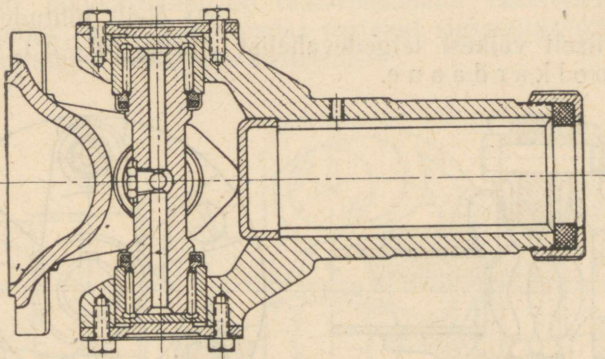
Joonisel 17 on kujutatud lihtne jääk täiskardaan, mis koosneb kahest võllide otstele kinnitatud kahvlist 1 ja 2, millest kumbki omab risti kahvli teljega kaks tappi 3. Mõlema kahvli tapid on haaratud võlli teljega risti asuvas tasapinnas poolitatud ja poltidega 5 liidetud rõngaga 4, kuhu tapid toetuvad antifriktsioonilisest materjalist valmistatud pukside 6 kaudu. Tappide määramine toimub rasvatooside 7 kaudu.

Et vältida määrdeaine väljapaiskumist tsentrifugaaljõu mõjul, on püksid 6 valmistatud umbse põhjaga.

Erinevalt eelmisest omab joonisel 18 kujutatud täiskardaan erielemendi tappide kinnitamiseks. Viimane võib olla kujundatud kas ristikuna (joon. 32) või rõngana (joon. 33). Esitatud konstruktsioon omab eelmisega võrreldes mõningaid eeliseid ja nimelt: konstruktsioon



Joon. 18.



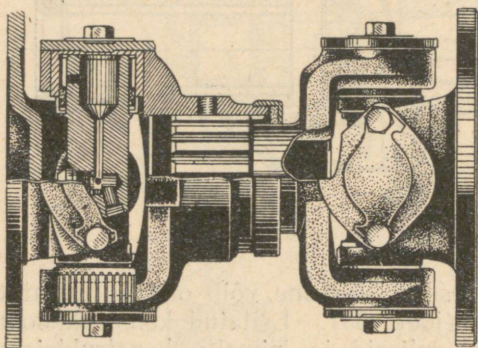
Joon. 19.

on, lähtudes tehnoloogilistest seisukohtadest, täiuslikum, omades lihtsaimaid ja üksikult asendatavaid elemente, konstruktsioon võimaldab tunduvalt paremat tappide määrimist, määrdeaine surumiseks laagrisse kasutatakse antud juhul tsentrifugaaljõudu. Ka siduri tsentreerimine toimub pindadel, mis on hästi määrivad.

Hõõrdumise vähendamiseks laagris ja suurema kulumiskindluse saavutamiseks, eriti raskelt koormatud kardaanides, on kaasaegsetes konstruktsioonides tavalised pukslaagrid asendatud veerelaagritega nõellaag-

rite näol. Ühte sellist konstruktsiooni näeme joonisel 19. Nõellaagritega kardaanide tapid on enamuses kujundatud eri ristikuna, kusjuures ristiku südamik kujundatakse määrdeaine hoidmiseks reservuaarina. Antud juhul on oluline, et reservuaaris oleva määrdeaine rõhk ei ületaks atmosfääri rõhku, kuna vastasel korral surutakse määrdeaine läbi tihendi. Veerelaagritega kardaanide tsentreerimine toimub tappide otspindadel (joon. 19).

Kardaanide kahvel liidetakse võlli otsaga kas liistu või hammasvõlli abil. Sageli leiame ka koonilisi võlli otsi, mis kindlustab, võrreldes silindrilise võlliga, tunduvalt parema tsentreerimise.

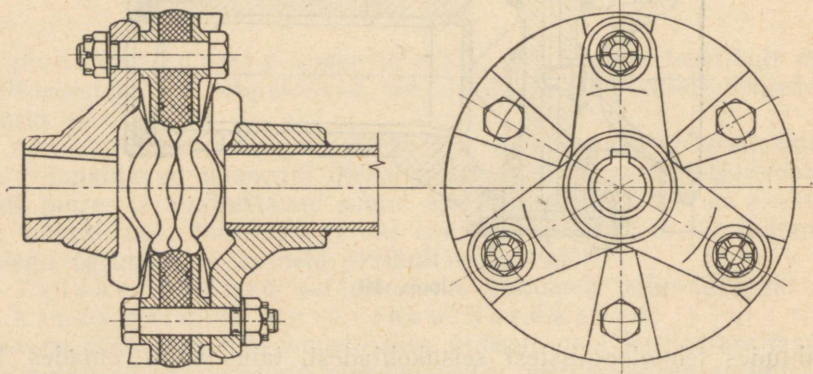


Joon. 20.

Universaalsete kardaanide juures on hammasvõlli liide kujundatud pikemana, et vähendada pindsurvet nuutidel ja tagada sellega võlli aksiaalse nihkumise võimalust.

Juhtudel, kus on vajalik kujundada kompaktsed konstruktsiooniga kaksikkardaan, ühendatakse kaks kardaanide järjestikku, nagu on näidatud joonisel 20. Siinjuures tuleb tähele panna, et vastavate kardaanide sisemised kahvlid asuksid ühes tasapinnas.

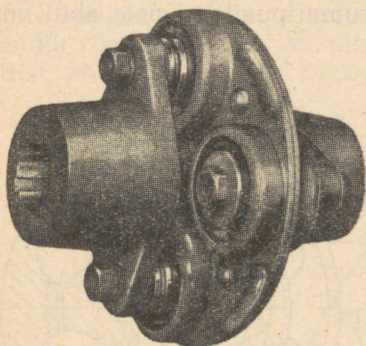
2) Neil juhtudel, kus võllid omavad suhteliselt väikest telgedevahelist nurka (3° – 5°), rakendatakse hea eduga poolkardaanid.



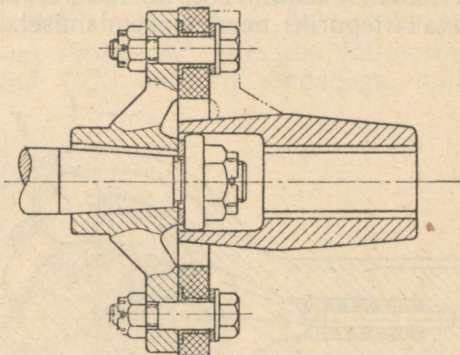
Joon. 21.

Olenevalt konstruktsioonist jagatakse poolkardaanid elastseteks ja jäikadeks. Kaasajal on rakendatud peamiselt elastsed poolkardaanid, millistel kahvlid on omavahel liidetud elastsete lülide kaudu. Elastseteks lülideks võivad olla kas elastsed kettad (materjaliks kummeeritud tekstiil) või erilised kummist liigendid, mis on tuntud sailentplokkide nime all.

Poolkardaan elastse kettaga on esitatud joonisel 21 (ЗИС-5). Poolkardaanid sailentplokkidega (joon. 22) on eelmise tüübiga võrreldes eelistatavamad, kuna nad omavad suhteliselt suuremat vastupidavust, võimaldavad suuremat võllidevahelist nurka (kuni 12°) ja on samal ajal raken-



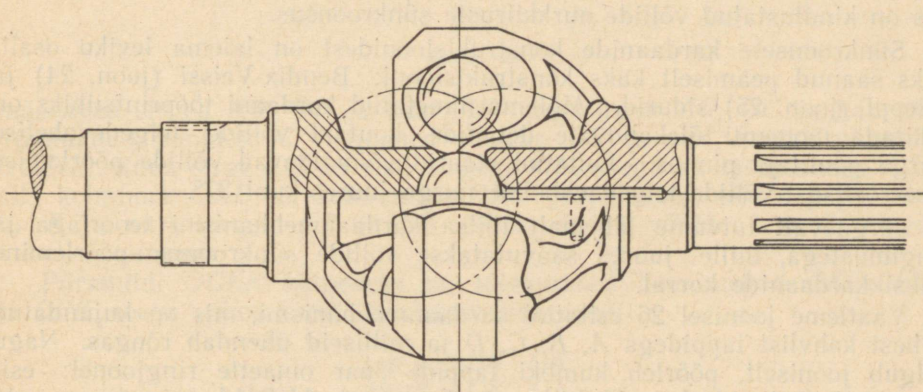
Joon. 22.



Joon. 23.

datavad universaalsete kardaanidena, sest sailentploki elastsus võimaldab kompenseerida nii võllidevahelist nurka kui ka võllide aksiaalset nihet (kuni 25 mm). Olenevalt ülekantavast momendist valitakse sailentplokkide arv 4 kuni 8.

Elastseid poolkardaanide rakendamiseks on otstarbekohane rakendada eriti löögilise koormuse puhul, kuna nad omades teatavat summutusvõimet väldivad löökide ülekandumist veetavale süsteemile.



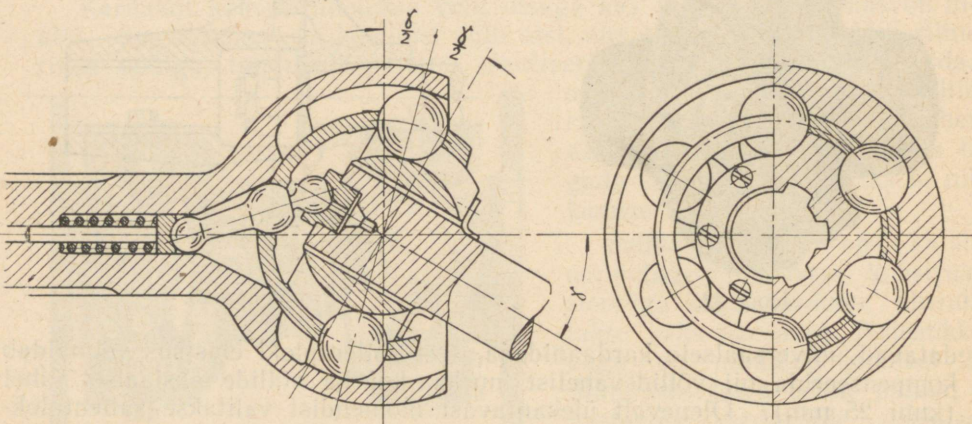
Joon. 24.

Elastsed kardaanid, võrreldes jäikade kardaanidega, omavad suure eelisena odavuse valmistamisel ja lihtsa käsitamise eksploatatsioonis.

Elastsete kardaanide puuduseks tuleks lugeda nende mitteküllaldast võllide tsentreerimist, mis tuleneb liigendite suurest elastsusest. Paremaks võllide tsentreerimiseks, eriti suuremate pöörete arvude puhul, tuleb kar-

daan tsentreerida völli kaudu. Üks sellistest moodustest on esitatud joonisel 23 toodud elastsel siduril.

3) Kasutades eespool vaadeldud täiskardaane üksikult, kutsuvad nad vedava völli ühtlase nurkkiiruse juures esile veetava völli nurkkiiruse perioodilise muutuvuse, mistõttu tekkiv dünaamiline koormus on sageli piiravaks teguriks nende rakendamisel. Kuna ruumi puudusel pole alati vöi-



Joon. 25.

malik sünkroonse pöörlemise saavutamiseks rakendada kahte täiskardaani, siis on otstarbekohane rakendada kardaani erikonstruktsioone, mille juures on kindlustatud völli nurkkiiruste sünkroonsus.

Sünkroonsete kardaani konstruktsioonidest on laiemal leviku osalises saanud peamiselt kaks konstruktsiooni: Bendix-Veissi (joon. 24) ja Rzeppi (joon. 25) sidurid. Mõlema nimetatud kardaani tööprintsipiiks on tekitada momenti ülekandvate detailide kontakt völli telgedevahelise nurga poolitaja pinnas. Esitatud sidurid võimaldavad völli pöörlemise sünkroonsust völli telgedevahelise nurga juures kuni 37° .

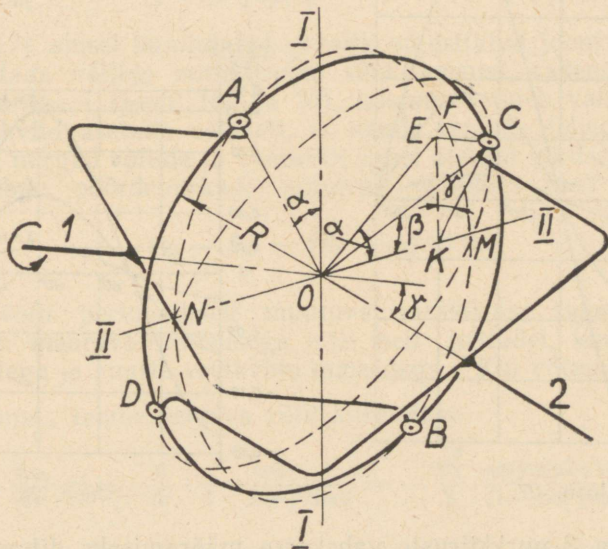
Järgnevalt tutvume lähemalt lihtsa kardaanimehhanismi teooriaga ja tingimustega, mille juures saavutatakse völli sünkroonne pöörlemine kaksikkardaani korral.

Vaatleme joonisel 26 esitatud kardaanimehhanismi, mis on kujundatud kahest kahvlist tappidega A, B, C, D ja milliseid ühendab rõngas. Nagu selgub jooniselt, pöörleb kumbki tappide paar omaette ringjoonel: esimese kahvli tapid A ja B liiguvad ringjoonel $ANBMA$ (nimetame seda esimeseks ringjooneks) ja teise kahvli tapid C ja D ringjoonel $CNDMC$ (nimetame seda teiseks ringjooneks), kusjuures ringjooni läbivad tasapinnad lõikuvad tsentrit O läbival sirgel MN ja moodustavad omavahel nurga γ , mis on võrdne völli 1 ja 2 telgede vahelise nurgaga.

Völli 1 ja 2 pöördenurkade omavahelise seose määramiseks kasutame akad. E. A. Tšudakovi geomeetrilist meetodit.

Vedava völli I pöördumisel nurga α võrra vertikaalist $I-I$ joonisel 26 noolega näidatud suunas liiguvad tapid A ja B esimesel ringjoonel. Veevav völli 2 pöördub vastavalt nurga β võrra horisontaalist $II-II$, kusjuures tapid C ja D liiguvad teisel ringjoonel.

Märkinud esimesel ringjoonel punktist M nurga α , saame punkti F , mille kaugus punktist A on 90° (nurk AOF). Kuna kaar AC on üks neljandik rõngast G , siis ka nurk AOC on võrdne 90° . Aluseks võttes sfäärilist kolmnurka AFC , näeme, et pind OFC on risti pindadega, mille



Joon. 26.

määravad sirged AO , OF ja kaar AF ning sirged AO , OC ja kaar AC . Tõmmanud punktist C ristjooned sirgeile OF ja OM , saame püramiidi $OCEK$. Kuna sirge CE on risti sirgega OE , seega ka tasapinnaga OEK , siis kolmnurk OKE on kolmnurga OKC projektsioon täisnurgaga punktis K ja nurk sirgete EK ja CK vahel võrdub völlide 1 ja 2 telgedevahelise nurgaga γ .

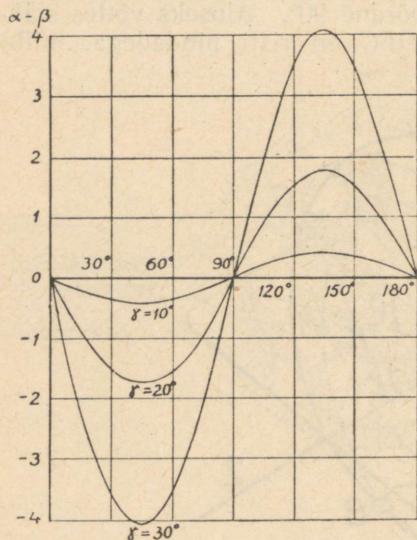
Püramiidi $OCEK$ külgedeks on täisnurksed kolmnurgad CKO , EKO ja CEK , seega võime koostada järgmised seosed:

$$\begin{aligned} \tan \alpha &= EK : OK, \\ \tan \beta &= CK : OK, \\ \cos \gamma &= EK : CK, \\ EK &= CK \cos \gamma, \\ OK &= CK : \tan \beta, \end{aligned}$$

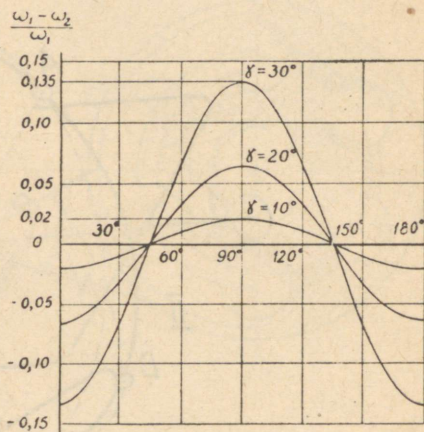
millest

$$\tan \alpha = \cos \gamma \tan \beta \quad \text{või} \quad \tan \beta = \frac{\tan \alpha}{\cos \gamma}. \quad (14)$$

Valemi (14) alusel võime määrata antud nurga γ suuruse juures pöördenurgale α vastavad β suurused iga α väärtuse puhul. Võllide 1 ja 2 pöördenurkade erinevus $\alpha - \beta$ on muutlik suurus ja omab võlli 1 ühe täispöörde vältel neli maksimaalset väärtust (joon. 27). Nagu näha jooniselt 27, on $\alpha - \beta \approx 4^\circ$ kui $\gamma = 30^\circ$ ja langeb suhteliselt kiirelt, oma des väärtuse $\alpha - \beta \approx 0,4^\circ$ nurga $\gamma = 10^\circ$ juures.



Joon. 27.



Joon. 28.

Võllide 1 ja 2 nurkkiiruste vahekorra määramiseks diferentsime valem (14) aja t järgi:

$$\frac{d\beta}{\cos^2 \beta dt} = \frac{d\alpha}{\cos \gamma \cos^2 \alpha dt}$$

ehk

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \frac{\cos^2 \beta}{\cos \gamma \cos^2 \alpha}$$

Kuna $\frac{d\beta}{dt} = \omega_2$ ja $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1$, kus ω_1 ja ω_2 on võllide 1 ja 2 nurkkiirused, saame

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos^2 \beta}{\cos \gamma \cos^2 \alpha} \tag{15}$$

Asendades avaldises $\cos^2 \beta = \frac{1}{1 + \tan^2 \beta}$ suuruse $\tan^2 \beta = \frac{\tan^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}$, saame valemi (15) kujul

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma} = \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} \tag{16}$$

Kui $\alpha = 0$, siis

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma}$$

ja kui $\alpha = 90^\circ$, siis

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma.$$

Valemi (16) alusel leiame nurkkiiruste erinevuse völli 1 nurkkiiruse suhtes:

$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha - \cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} = 1 - \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha}. \quad (17)$$

Valemi (17) alusel kujundatud graafik on esitatud joonisel 28.

Et saavutada völli nurkkiiruste sünkroonsust, rakendatakse järjestikku kaks kardaani (joon. 16b ja 20), kusjuures tuleb vahevölliile 3 kinnitatavad kahvlid asetada selliselt, et nende tappide teljed asuksid ühel tasapinnal ja nurgad völli ja vahevölli vahel oleksid võrdsed, s. o. $\gamma_1 = \gamma_2$. Sel juhul kogu pöördenurkade erinevus völli 1 ja 2 vahel võrdub nulliga:

$$(\alpha_1 - \beta_3) + (\beta_3 - \alpha_2) = 0.$$

Vastava völli perioodiliselt muutuva nurkkiiruse tagajärjel tekkivad inertsjõud on määrava tähtsusega eriti neil juhtudel, kus on tegemist suurte kiirustega ja suurte veetavate massidega. Kui võtame valemis (16)

$$\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt} = \text{const.}, \text{ saame veetava völli kiirenduse}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{d}{dt} \cdot \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} = -\frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\sin \gamma \sin 2\alpha \sin 2\gamma}{(1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha)^2}. \quad (18)$$

Nagu näitab valem (18), kasvab veetava völli kiirendus ε_2 nurga γ suurenedes ja eriti nurkkiiruse ω_1 suurenemisel. Määratud nüüd ε_{2max} suuruse ja völli 2 redutseeritud masside inertsmomenti, võime leida lisaväändemomendi suuruse, mis on tingitud völli 2 ebahühtlasest nurkkiirusest.

Kardaanmehhanismis on põhiliseks arvutuseks kardaani kahvli, laagrite, tappide ja tappide ristiku arvutamine. Elastsel poolkardaanil asendub laagrite arvutus elastsete elementide arvutusega.

Lähtepunktiks kardaani elementide arvutamisel on kardaanile mõjuv maksimaalne väändemoment, mille määrame momentaansete võimsuste kaudu, arvestades seejuures ka mehhanismi kasutegurit η :

$$M_{v_2} \omega_2 = \eta M_{v_1} \omega_1, \quad (19)$$

millest

$$\frac{M_{v_1}}{M_{v_2}} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\cos \gamma}{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha} \quad (20)$$

ja

$$\left(\frac{M_{v_1}}{M_{v_2}} \right)_{\alpha=0} = \frac{1}{\eta} \cos \gamma; \quad \left(\frac{M_{v_1}}{M_{v_2}} \right)_{\alpha=90^\circ} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{\cos \gamma}. \quad (21)$$

Teades nüüd M_{v2} maksimaalset väärtust veetaval võllil, võime määrata momendi $M_{v1 \max}$ vedaval võllil.

Ühe kardaani kasuteguri määramise valemiga

$$\eta = 1 - f \frac{d}{R} \cdot \frac{1}{\pi} (2 \tan \frac{\gamma}{2} + \tan \gamma), \text{ kui } \gamma > 40^\circ \quad (22)$$

ja

$$\eta = 1 - f \frac{d}{R} \cdot \frac{2\gamma}{\pi}, \text{ kui } \gamma = 20-25^\circ, \quad (22a)$$

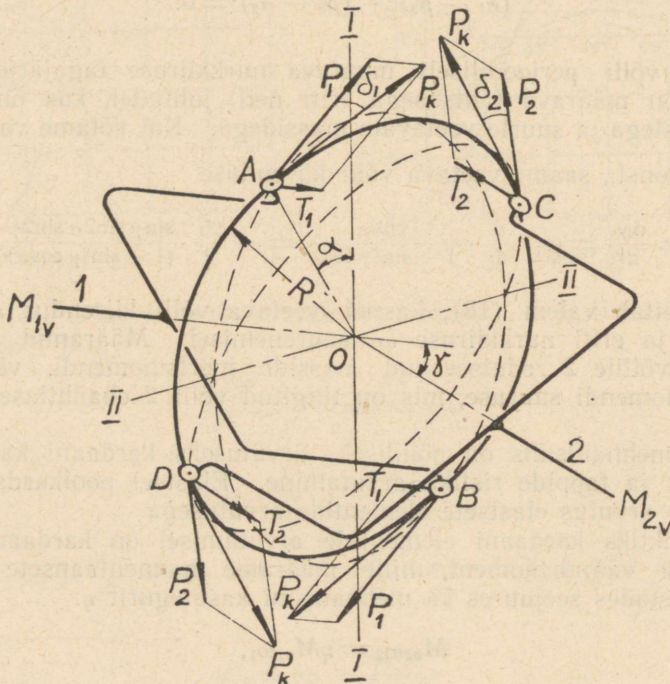
kus f on tapi ja laagri vaheline hõõrdetegur,

d — tapi läbimõõt,

$2R$ — kahe vastastapi keskpunktide vaheline kaugus,

γ — võllide telgede vaheline nurk.

$M_{v1 \max}$ kaudu leiame tappidele mõjuvad jõud. Joonisel 29 on esitatud jõudude jaotuse skeem kardaani tappidel, kui vedav võll on pöördunud



Joon. 29.

nurga α võrra vertikaalteljest I—I. Kuna momendist M_{v1} tingitud jõud tappidele A ja B kantakse üle tappidele C ja D tappe ühendava rõnga kaudu, mille tasapind ei ole mitte risti võllide 1 ja 2 telgedega (rõngas omab kallakuse tappide A ja B teljel nurga δ_1 võrra ja tappide C ja D teljel nurga δ_2 võrra võllide 1 ja 2 telgedega ristiasuvate pindade suh-

tes), siis tappidele mõjuvad tegelikult kaheksugused jõud: P_1 ja P_2 , mis asuvad võlli telgedega ristiolevais tasapindades ning mõjuvad tangentsiaalselt ringjoonel läbimõõduga $2R$ ja T_1 ja T_2 . T_1 ja T_2 asuvad võlli telgi läbivais pindades ja on paralleelsed võllide telgedega. Nimetatud jõudude resultandina esineb jõud P_k , mis mõjub tappe ühendava rõnga tasapinnas.

Joonise 29 alusel on tappidel esinevad jõud määratud järgmiste seostega:

$$P_1 = \frac{kM_{v_1}}{2R} = P_k \cos \delta_1, \quad (23)$$

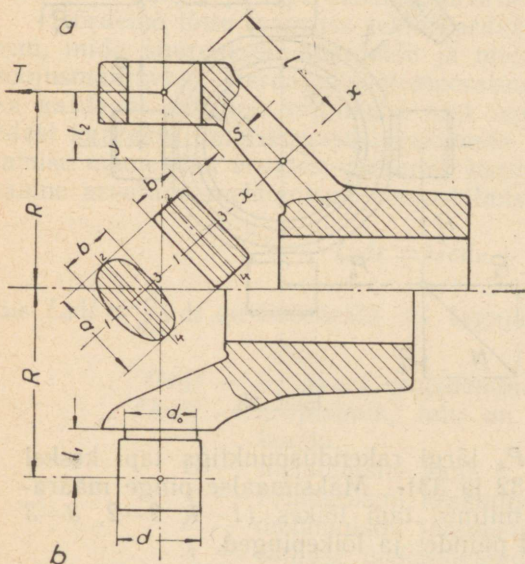
$$T_1 = P_1 \tan \delta_1 = P_1 \sin \alpha \cos \gamma, \quad (24)$$

$$P_2 = P_k \cos \delta_2 = P_1 \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma), \quad (25)$$

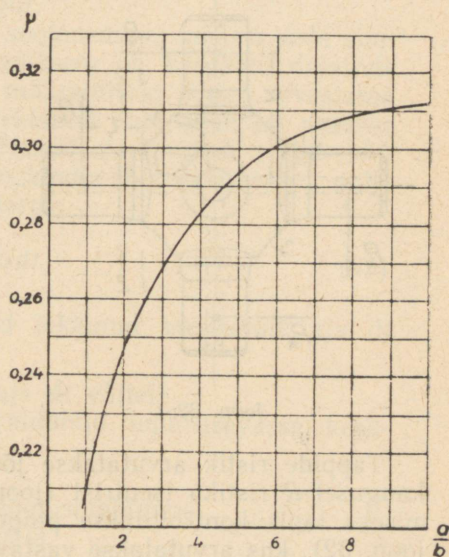
$$T_2 = P_k \sin \delta_2 = P_1 \cos \alpha \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma}, \quad (26)$$

$$P_k = P_1 \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \gamma}. \quad (27)$$

P_k , P_2 ja T_1 omavad maksimaalse väärtuse $\alpha = 90^\circ$ ja T_2 $\alpha = 0^\circ$ juures. Jõude T_1 ja T_2 tuleb arvesse võtta ka kardaanvõllide arvutamisel



Joon. 30.



Joon. 31.

tugevusele, kuna tähendatud jõud tekitavad võllis paindemomenti.

Kardaanika kahvel arvutatakse ohtlikus lõikes jõudude P ja T toimel paindele ja väändele. Joonisel 30 on esitatud kaks kahvli tüüpi: silmaga (joon. 30a) ja koos tapiga (joon. 30b). Arvutuskäik on mõlemal juhul analoogiline. Jõudude P ja T rakenduspunktiks võetakse tapi (silma)

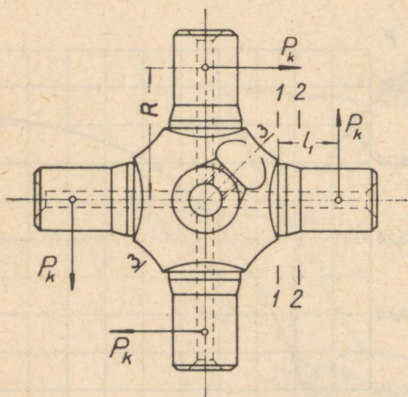
keskpunkt kaugusel R kahvli teljest jamaääratakse vastavalt sellele painde- ja väändemomendid:

$$\begin{aligned} M_p^P &= Pl, \\ M_p^T &= Tl_2, \\ M_v^P &= Ps. \end{aligned}$$

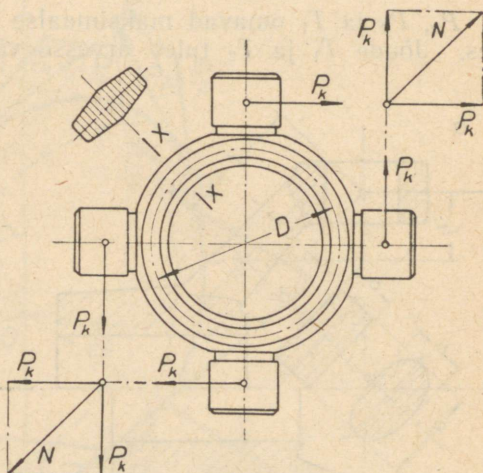
Ohtliku lõike vastupidavusmomentide kaudu leiame järgnevalt pinged eraldi punktides 1 ja 3 ning 2 ja 4. Kuna vastupidavusmomentide täpne määramine on keerulistel profiilidel raskendatud, on soovitatav siinkohal rakendada vastupidavusmomentide arvutamiseks akad. E. A. Tšudakovi poolt soovitatud valemeid:

neljakandilise ristlõike puhul $W_{cxx} = \mu ba^2$ ja $W_{cyy} = \mu ab^2$, kus μ on valitav jooniselt 31, olenèvalt a ja b vahekorrast;

ovaalse (elliptilise) ristlõike puhul $W_{cxx} = \frac{\pi}{16} ba^2$ ja $W_{cyy} = \frac{\pi}{16} ab^2$.



Joon. 32.



Joon. 33.

Tappide ristik arvutatakse jõu P_k järgi rakenduspunktiga tapi keskel kaugusel R ristiku tsentrist (joon. 32 ja 33). Maksimaalse pinge määramiseks tapis kontrollitakse pinget mitmes tapi lõikes (1-1, 2-2, 3-3 joon. 32), kus arvutatakse vastavad painde- ja lõikepinged.

Pinge ristiku rõngas määratakse lõikes XX (joon. 33) ligikaudselt kõvera varda lähendatud valemite järgi. Tappidele rakendatud jõudude P_k mõjul rõnga lõikes XX esinevad painde- ja tõmbe- või painde- ja survepinged, mis määratakse järgmiste valemitega:

$$\sigma_p^X = \frac{1,415 P_k D}{2\pi W_x} = \frac{1,415 M_1 D}{4\pi R W_x \cos \gamma}; \quad (28)$$

$$\sigma_t^X = \frac{1,415P_k}{2F} = \frac{1,415M_1}{4RF \cos \gamma}; \quad (29)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_p^X + \sigma_t^X.$$

Tappide laagrid, juhul, kui on tegemist liuglaagritega (pronks- või teraspuksid), arvutatakse lubatava pindsurve järgi:

$$\sigma_{ps} = \frac{P_k \max}{hd}, \quad (30)$$

kus σ_{ps} on lubatav pindsurvepinge,

h — tapi töötav pikkus,

d — tapi läbimõõt,

ja kuumenemisele, laagrites tekkinud hõõrdetöö A_0 kaudu. Hõõrdetöö A_0 määrame, arvestades kõigi nelja tapi tööd, valemiga

$$A_0 = \frac{M_1 \omega_1 f d}{\pi R} \left(\ln \frac{1 + \sin \gamma}{\cos \gamma} + \tan \gamma \right), \quad (31)$$

kus ω_1 on vedava võlli nurkkiirus,

f — laagri ja tapi vaheline hõõrdetegur.

Hõõrdetöö tõttu laagrites tekib kardaani soojenemine, mis on seda suurem, mida suurem on hõõrdetöö ja mida väiksem on kardaani detailide soojusmahtuvus. Kardaani töötemperatuuri määramiseks peame arvestama ka kardaani jahutuse tingimusi, sest osa tekkinud soojushulgast antakse edasi kardaani ümbritsevasse keskkonda. Teatud aja t vältel, võllide käitamise momendist arvates, omandab kardaani kindla töötemperatuuri, mille saame arvutada mehhanismi soojusbilansi järgi:

$$L_0 dt = Gcd\tau + Fk\tau dt, \quad (32)$$

kus $L_0 dt = \frac{A_0}{427} dt$ on hõõrdetöö A_0 tagajärjel tekkinud soojushulk aja dt vältel,

$Gcdt$ — kardaani soojenemine aja dt vältel,

$Fk\tau dt$ — soojushulk, mis on eraldunud ümbritsevasse keskkonda,

G — mehhanismi kaal,

c — mehhanismi keskmine soojusmahtuvus,

F — mehhanismi jahutuspindeala,

k — soojuse ülekandetegur,

τ — mehhanismi ületemperatuur ümbritsevast keskkonnast.

Lahendades diferentsiaalvõrrandi (32), saame τ määramiseks järgmise valemi:

$$\tau = \frac{L_0 \left(e^{\frac{tFk}{Gc}} - 1 \right)}{Fk e^{\frac{tFk}{Gc}}}. \quad (33)$$

või

$$\frac{\tau}{N} = \frac{e^q - 1}{e^q}, \quad (34)$$

kus

$$N = \frac{L_0}{Fk} \quad \text{ja} \quad q = \frac{tFk}{Gc}.$$

Laagri materjali valikul on otstarbekohane kasutada laagri karakteristikat $p\upsilon$:

$$(p\upsilon)_{max} = \frac{P_{k \max}}{hd} \cdot \frac{\omega d}{2} = \frac{M_1}{4Rh} \omega_1 \tan \gamma = \frac{M_1 \pi n_1}{120Rh}, \quad (35)$$

kus $\omega = \omega_1 \cdot \frac{\cos \alpha \tan \gamma}{1 + \sin^2 \alpha \tan^2 \alpha}$ on tapi nurkkiirus; $\omega = \omega_{max}$ juhul kui $\alpha = 0^\circ$,

seega $\omega_{max} = \omega_1 \tan \gamma$;
 ω_1 — vedava võlli nurkkiirus;
 n_1 — vedava võlli pöörete arv minutis.

Nõellaagrite kasutamisel määratakse laagrile lubatav koormus (kg) valemiga

$$Q = 790 \frac{i h_0 d_0 k}{\sqrt{n_t}}, \quad (36)$$

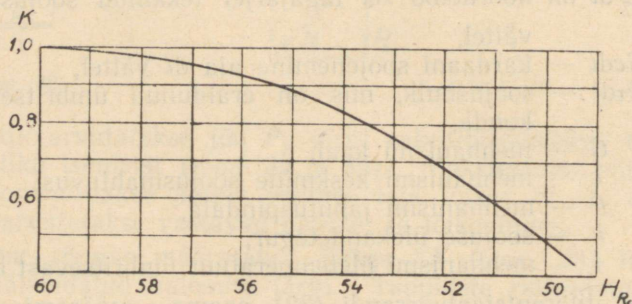
kus i on nõiellide arv,

h_0 — nõiellu töötav pikkus cm,

d_0 — nõiellu läbimõõt cm,

n_t — tapi fiktiivne pöörete arv minutis (määratakse tapi maksimaalse ringkiiruse järgi),

k — parandustegur, mis oleneb vastasmaterjalide kõvadusest (joon. 34).



Joon. 34.

Elastse kardaani kettad arvutatakse tõmbele:

$$\sigma_t = \frac{P_{k \max}}{z_i a b} = \frac{M_1}{z_i a b R \cos \gamma}, \quad (37)$$

kus z on vedavate käppade arv,

i — elastsete ketaste arv,

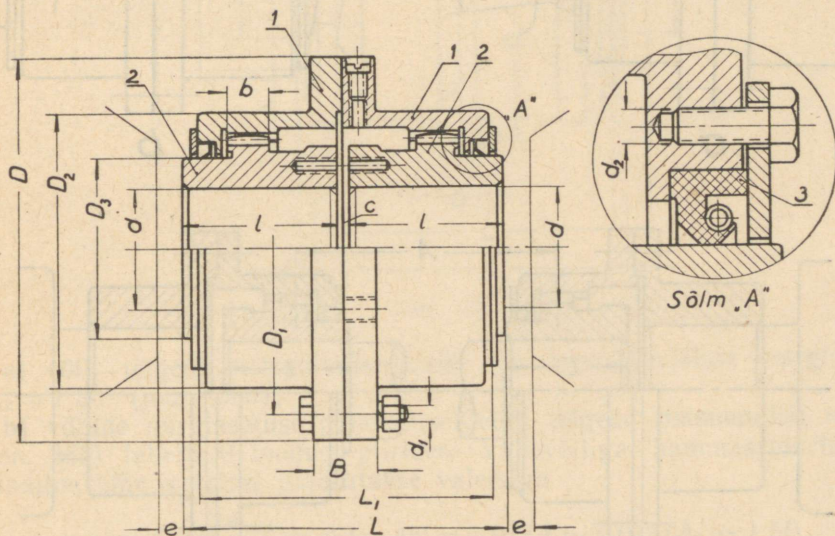
$a \cdot b$ — ühe ketta ristlõike pindala,

R — vedavate poltide kaugus kardaani tsentrist,

σ_t — tõmbepinge kettas, $R_t \leq 150 \text{ kg/cm}^2$.

d. **Universaalsed kompenseerivad sidurid.** Universaalsed kompenseerivad sidurid võimaldavad kompenseerida võllide teljesuunalist nihet, võllide nurgiasetust, samuti ka võllide teatavat ristsuunalist nihet, seega võimaldavad peaaegu täielikult vältida montaaži vigade mõju.

Kõige iseloomustavama ja kõige enam rakendatava sidurina antud sidurite grupis esineb universaalne hammassidur.



Joon. 35.

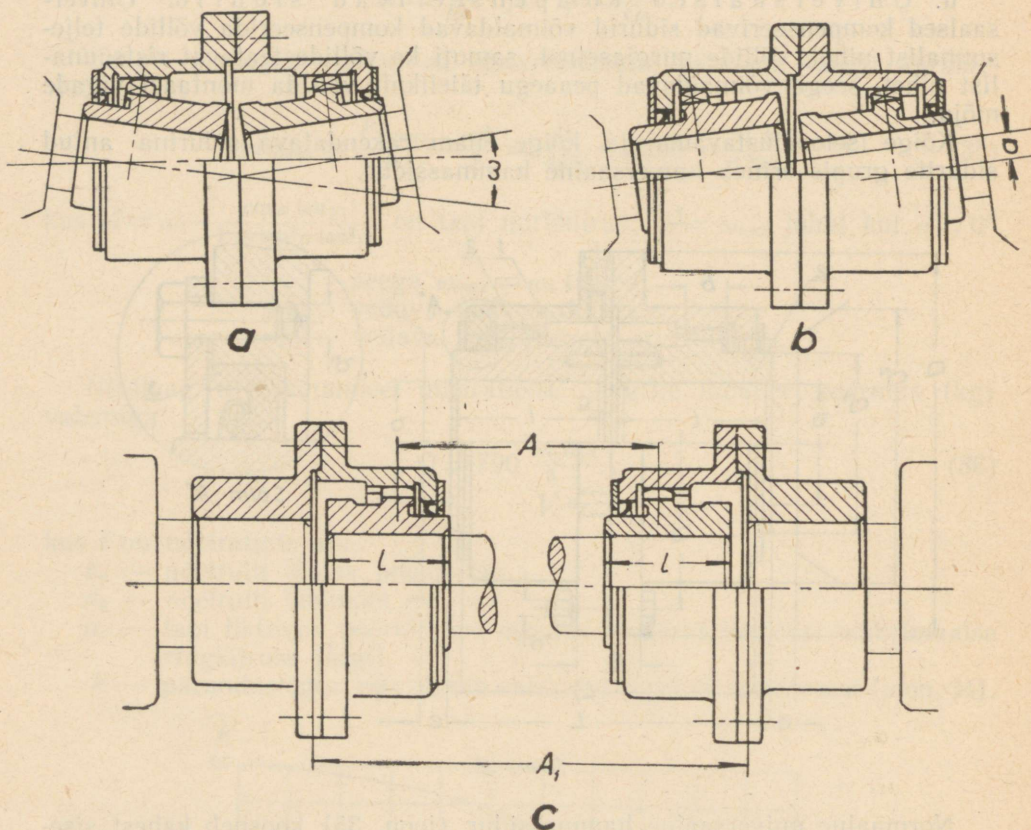
Normaalne universaalne hammassidur (joon. 35) koosneb kahest sisehammastikuga muhvist 1, mis on omavahel liidetud poltidega, kahest rummüst välishammastega 2 ja kahest äärikust tihenditega 3. Äärikute ülesandeks on tõkestada rummude aksiaalset liikuvust üle lubatava piiri ja tihendada sidurit õli väljavalgumise vältimiseks. Õli olemasolu siduris on vajalik kontaktpindade omavahelise hõõrdumise vähendamiseks.

Rummudele valmistatud hammasvööde välispind omab sfääri kuju tsentriga rummu teljel. Muhvile valmistatud sisehammastik on kujundatud silindrilisel pinnal. Siduri elementide 1 ja 2 tsentreerimine toimub rummu hammasvöö sfäärilise välispinna ja muhvi hammasvöö silindrilise sisepinna kaudu. Nihete ja nurgiasetuse kompenseerimine saavutatakse sfäärilise kontaktpinna ja hammastevahelise pilu (0,25 kuni 1,5 mm) tagajärjel.

Hammaste profiil on kujundatud evolvendina hambumisnurgaga 20° .

Tähendatud sidurid, olenevalt suurusest, võimaldavad kompenseerida völli telgedevahelist nurka kuni $1^{\circ}30'$, aksiaalset nihet kuni 8 mm ja völli rist-suunalist nihet kuni 10,5 mm. Völli võimalik paigutus on esitatud joonisel 36.

Universaalsed hammassidurid on normitud ГOCT 5006-49 järgi põhiliselt järgmistes konstruktiivsetes variantides:



Joon. 36.

normaalsed hammassidurid „H” ja „Y” (pikendatud) — silindriliste völli otste liitmiseks; valmistatakse väiksetele ja keskmistele väändemomentidele sepistatuna (joon. 35, tabel 7), suurtele väändemomentidele valukonstruksioonina (joon. 37, tabel 8). Tüüp „Y” erineb normaalsest „H” vaid pikkuse L ja rummudevahelise kauguse c osas;

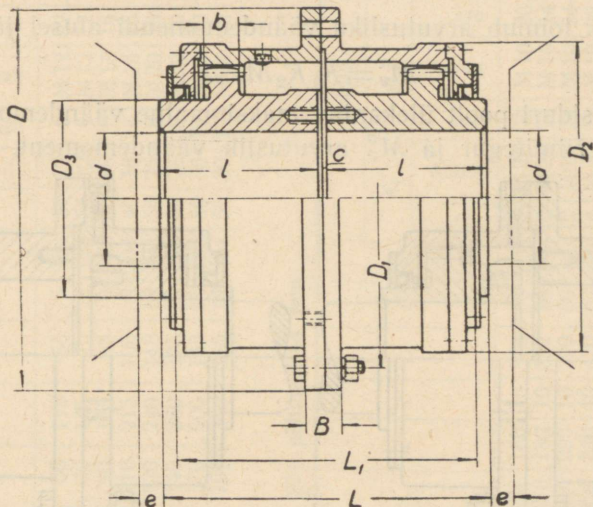
mootorisidurid, tüüp „Э” — elektrimootorite kooniliste völli otsade liitmiseks silindriliste völliotsadega;

vahevölliiga hammassidurid, tüüp „П” — kasutatakse juhul, kui üks sidur ei suuda kompenseerida tegelikult esinevat völli nihet (joon. 38). Vahevölli kontrollitakse kriitilise pöörete arvule.

Sepistatud hammassidurite (Nr. 1–8) rummud valmistatakse terasest 45 (ГОСТ B-1050-41) ja muhvid terasest 35 (ГОСТ B-1050-41).

Valukonstruktsioonina kujundatud hammassidurite materjaliks on teras 45-5512 (ГОСТ 977-41).

ГОСТ 5006-49 järgi normitud hammassidurid võimaldavad järgmisi võllide nurgiasetusi ja võllide telgede ristsuunalist nihet:



Joon. 37.

a) võlli telgede ristsuunalise nihke puudumisel võllide nurgiasetust $\omega_{max} = 1^{\circ}30'$ (joon. 36a);

b) võllide nurgiasetuse puudumisel võlli telgede ristsuunalist nihet a (joon. 36b) tabelis 9 toodud piirides. Vahevõlliga hammassidurite ristsuunaline nihe a (mm) määratakse valemiga

$$a_{max} = A \tan \frac{\omega_{max}}{2} = A \tan 45' = 0,013A \approx 0,013(A_1 - 1,5l), \quad (37a)$$

kus A on rummude hammastiku keskmine vahekaugus,

A_1 — liidetavate võllide otste vahekaugus,

l — rummu pikkus (joon. 36c);

c) võllide nurgiasetuse olemasolul määratakse võimalik ristsuunaline nihe a tüüpidele „H”, „Y” ja „Э” valemiga

$$a = a_{max} \cdot \frac{\omega_{max} - \omega_{tegelik}}{\omega_{max}} \quad (37b)$$

ja tüübile „П” valemiga

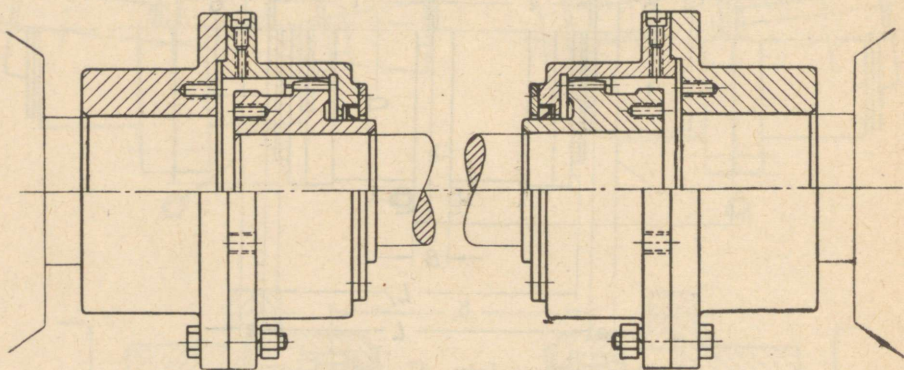
$$a = A \tan \frac{\omega_{max} - \omega_{tegelik}}{2}$$

Siduri nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
a_{max} (mm)	0,7	1,1	1,2	1,7	2	2,2	2,6	3,1	3,2	3,6	3,9	4,8	5,2	5,7	6,7	7	8	9,3	9,8	10

Siduri valik toimub arvutusliku väändemomendi alusel järgmiselt:

$$M_v^a = K_1 K_2 M_{v max},$$

kus $M_{v max}$ on siduri poolt ülekantav maksimaalne väändemoment, K_1 ohutustegur, K_2 režiimitegur ja M_v^a arvutuslik väändemoment.



Joon. 38.

Tabel 10.

Ohutusteguri K_1 näitlikke suurusi.

Ajami vastutusrikkuse aste	K_1
Siduri purunemine tingib masina seisaku . . .	1,0
Siduri purunemine tingib masina avariit . . .	1,2
Siduri purunemine tingib avariit mitmel masinal	1,5

Tabel 11.

Režiimiteguri K_2 näitlikke suurusi.

Koormuse iseloom	K_2
Ühtlane koormus	1,0
Kergelt muutuv koormus ülekoormust kuni 10%	1,1
Kerge löögiline koormus ülekoormust kuni 20%	1,2
Keskmine löögiline koormus ülekoormust kuni 40%	1,4
Raske löögiline koormus ülekoormust kuni 50%	1,5

Tabel 7.

Hammassiduri (joon. 35) põhimõõted mm.

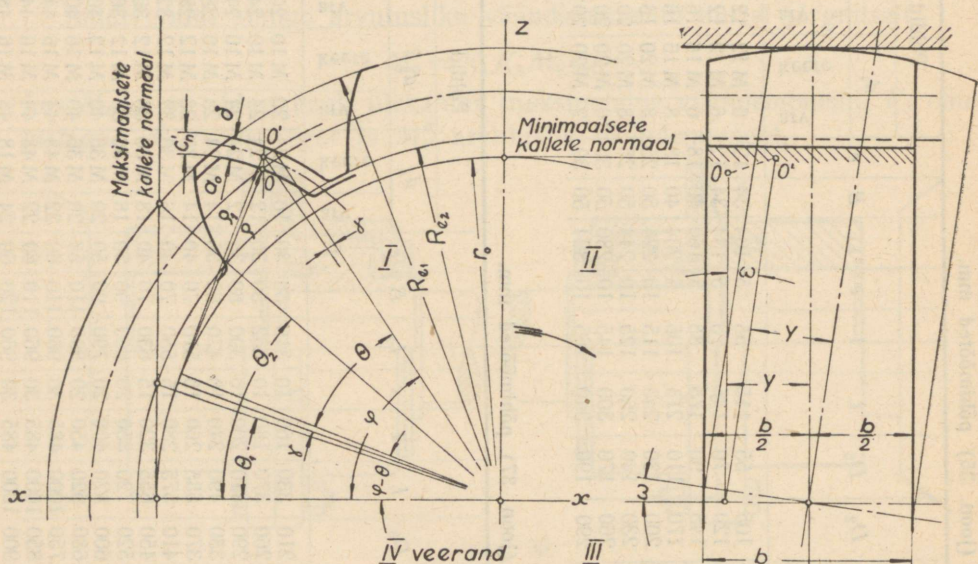
Siduri nr.	$M^v \max$ kgm	Max pöõrete arv min. n	Hamba moodul m	Hammasste arv z	b	d_{min}	d_{max}	D	D_1	D_2	D_3	L	l	c	L_1	B	e	Poldid				Kaal kg	Hoogmoment kgm ²		
																		d_1		d_2					
																			atv	keere	atv	keere	atv	keere	
1	70	3000	2,5	30	15	20	40	170	140	105	55	115	55	5	104	34	12	6	M12	12	M6	12	M6	9,7	0,11
2	140	3000	2,5	38	15	30	50	185	155	120	70	145	70	5	134	34	12	6	M12	12	M6	12	M6	13,5	0,2
3	320	3000	3	40	20	40	65	220	185	145	90	175	85	5	160	40	18	6	M16	16	M6	16	M6	23	0,4
4	575	3000	3	48	25	45	80	250	215	170	110	215	105	5	204	40	18	8	M16	16	M6	16	M6	36	0,8
5	860	3000	3	56	25	50	90	290	245	200	130	240	115	10	224	50	25	8	M20	20	M8	16	M8	55	1,6
6	1150	3000	4	48	30	60	100	320	275	230	140	260	125	10	244	50	25	8	M20	20	M8	20	M8	80	2,8
7	1950	3000	4	56	35	70	120	350	305	260	170	300	145	10	280	50	30	10	M20	20	M8	20	M8	105	4,5
8	2700	3000	4	62	35	80	140	380	335	290	190	340	165	10	324	50	30	12	M20	20	M8	20	M8	155	8

Tabel 8.

Hammassiduri (joon. 37) põhimõõted mm.

Siduri nr.	$M^v \max$ kgm	Max pöõrete arv min. n	Hamba moodul m	Hammasste arv z	b	d	D	D_1	D_2	D_3	L	l	c	L_1	B	e	Poldid				Kaal kg	Hoogmoment kgm ²				
																	d_1		d_2				d_3			
																			atv	keere	atv	keere	atv	keere	atv	keere
9	3 600	2400	6	46	35	90—160	430	380	330	210	330	160	10	316	50	30	10	M24	24	M10	20	M8	14	185	14	
10	4 900	2200	6	56	40	110—180	490	440	390	260	370	180	10	352	50	30	12	M24	24	M10	24	M8	14	270	28	
11	7 900	2000	8	48	45	120—210	545	495	445	290	410	200	10	390	60	35	12	M24	24	M10	24	M8	14	400	55	
12	11 500	1900	8	54	50	140—240	590	540	490	330	490	240	10	470	60	35	14	M24	28	M10	28	M8	14	580	92	
13	15 800	1700	10	48	60	160—270	630	620	555	370	535	260	15	510	70	40	14	M30	32	M12	32	M10	16	780	165	
14	20 000	1500	10	54	65	180—300	730	670	610	410	575	280	15	550	70	40	16	M30	32	M12	32	M10	16	1000	225	
15	27 000	1400	10	58	70	200—340	780	720	660	450	655	320	15	630	70	40	18	M30	36	M12	36	M10	16	1300	325	
16	43 000	1200	12	56	75	230—380	900	830	755	520	720	350	20	690	90	50	18	M36	38	M12	36	M10	16	1900	620	
17	63 000	1000	12	64	90	260—450	1000	930	855	600	820	400	20	790	90	50	20	M36	40	M12	40	M10	16	2500	1140	
18	70 000	700	12	72	90	300—500	1100	1030	950	680	920	450	20	890	110	50	20	M36	40	M12	40	M10	16	3000	1600	
19	105 000	500	12	80	100	350—550	1250	1150	1050	750	1000	485	30	960	110	60	22	M48	44	M16	44	M12	16	4900	2750	
20	145 000	300	14	74	100	400—600	1340	1235	1130	850	1000	485	30	960	110	60	22	M48	44	M16	44	M12	16	5800	3900	
21	215 000	200	14	80	100	450—650	1450	1340	1225	900	1000	485	30	960	120	60	24	M48	44	M16	48	M12	16	6400	4600	

Universaalse hammassiduri arvutus on küllaltki keerukas ja omab sisuliselt tingimusliku arvutuse iseloomu, kuna ei ole täpselt teada koormuse jaotumine üksikute hammaste vahel ja samuti koormuse jaotumine piki üksikut hammast. Universaalse hammassiduri enam-vähem rahuldava ja praktiliselt ennast õigustanud arvutusmeetodi on koostanud ins. Baljunov, mis ka alljärgnevas on kokkuvõtlikult esitatud.



Joon. 39.

Üldised kaalutlused, mis on aluseks võetud tähendatud siduri hammaste arvutamiseks, on järgmised.

Võllide telgedevaheline nurk ja ristsuunaline nihe tekitavad vastava nurgi-asetuse siduri rummude ja muhvide vahel, kusjuures hetkeline pöördumistelg asub rummu hammasratta sümmeetriapinnas.

Koormuse mõjudes on osa siduri hambaid esialgselt kontaktis oma äärmistes punktides, kontakt aga suureneb teatavale pikkusele hammaste tööpindade deformatsiooni tõttu ja suureneb ühtlasi ka kontaktis olevate hammaste arv. Osa hambaid aga ei võta üldse osa momendi ülekandmisest. Kuna võllide asetuse on püsiv, siis tuleb järeldada, et siduri pöörlemisel kõik hambad järjekorras läbivad koormatud tsooni ja iga hammas on seega siduri ühe täispöörde vältel koormatud muutuva koormisega.

Hammaste arvutamiseks tuleb kõigepealt määrata vajaliku pilu suurus hammaste tööpindade vahel. Määratud pilu ja hammaste võimaliku kallakuse järgi määratakse hammaste kontaktpindade deformatsiooni jaotumine piki hammast, viimase alusel leiame deformatsioone tekitavate jõudude vahekorra ja edasi, lähtudes hamba tugevustingimustest, kogu hambale lubatava jõu. Teades nüüd hammastele lubatavat koormust, võime määrata siduri poolt ülekantava momendi suuruse.

Esitatakse universaalse hammassiduri hammaste arvutuse meetodika ei haara mitte hammaste sammu, evolvent-külgprofiili ja hammaste paksuse ebatäpsusi, kuna viimased ei ole määrava tähtsusega.

Joonisel 39 on esitatud siduri rummu ja muhvi hammasvööde hambumise skeemid. Oletame, et vöallide telgede omavahelise asendi muudatuse tagajärjel on rummu telg muhvi telje suhtes kaldunud nurga ω võrra ja mingisugune punkt O rummul asuva hammasratta hamba külgpinnal on asetunud uude asukohta punktis O' .

Uus punkti O asukoht punktis O' on määratav O suhtes. Projektee-rime punkti O' horisontaal- ja vertikaalteljele kahekordselt, väljendades esimene kord projektsiooni koordinaate r_0 , ϱ , φ ja Θ -ga ja teine kord r_0 , ϱ , φ , Θ ja γ -ga.

Projektsioon horisontaalteljele on

$$r_0 \cos(\varphi - \Theta) - \varrho \sin(\varphi - \Theta) = r_0 \cos(\varphi - \Theta - \gamma) - (\varrho_1 + a_0) \sin(\varphi - \Theta - \gamma), \quad (38)$$

ja projektsioon vertikaalteljele

$$y \sin \omega + [r_0 \sin(\varphi - \Theta) + \cos(\varphi - \Theta)] \cos \omega = r_0 \sin(\varphi - \Theta - \gamma) + (\varrho_1 + a_0) \cos(\varphi - \Theta - \gamma). \quad (39)$$

Edasi võime evolventprofiili omaduste alusel leida hammaste külgprofiilide kõverusraadiuste erinevuse

$$\varrho_1 - \varrho = r_0 \gamma. \quad (40)$$

Saadud kolm valemist (38), (39) ja (40) esitavad meile võrrandite süsteemi kolme tundmatuga ϱ_1 , γ ja a_0 . Arvestades nurga γ väiksust, on ülesande lahendamiseks võetud $\sin \gamma = \gamma$ ja $\cos \gamma = 1$.

Määrates valemist (38) ϱ_1 ja asetades viimase suuruse valemisse (39) ja (40) ning eraldades γ , leiame suuruse a_0 :

$$a_0 = y \sin \omega \cos(\varphi - \Theta) - [r_0 \sin(\varphi - \Theta) + \varrho \cos(\varphi - \Theta)] (1 - \cos \omega) \cos(\varphi - \Theta). \quad (41)$$

Hammaste külgprofiilide vahelise pilu suurus antud punktis normaali suunas on võrdne külgpilu C_i ja a_0 vahel:

$$\delta = C_n' - a_0 = C_n' - \{y \sin \omega \cos(\varphi - \Theta) - [r_0 \sin(\varphi - \Theta) + \varrho \cos(\varphi - \Theta)] (1 - \cos \omega) \cos(\varphi - \Theta)\}. \quad (42)$$

Valemit (42) saame lihtsustada, võttes $\cos \omega = 1$, arvestades ω väiksust ($\omega \approx 1^\circ$), ja $\varrho = r_0 \Theta$; seega

$$\delta = C_n' - y \sin \omega \cos(\varphi - \Theta). \quad (43)$$

Valem (43) esitab üldist valemist hammastevahelise pilu määramiseks, meid aga huvitavad ainult minimaalsemad hammaste külgpilud.

Analüüsides valemist (42), näeme, et minimaalsemad ja maksimaalsemad hammastevahelised pilud esinevad neis punktides hammaste profiili-

del, kus toimub hammaste tööprofiilide lähenemine, nimelt: esimeses veerandis (joon. 39) maksimaalsete kallakuste normaali; enne ja peale tähendatud normaali esinevad minimaalsemad pilud hammaste tööprofiilide vahel normaali lähemates punktides. Teises veerandis, mis ei oma maksimaalsete kallakuste normaali, esinevad minimaalsemad pilud hammaste välisringjoonel. Kuna meil on tegemist sümmeetrilise süsteemiga, siis pilude suurused kolmandas ja neljandas veerandis on analoogilised pilude suurustega esimeses ja teises veerandis.

Asendades valemis (43) $y = +\frac{b}{2}$ ja $\sin \omega \approx \frac{2C'_n}{b}$, saame

$$\delta = C'_n [1 - \cos (\varphi - \Theta)], \quad (44)$$

mis näitab, et kõik hambad, mida lõikab maksimaalsete kallakuste normaali, omavad võrdseid minimaalseid pilusid. Pilude määramisel on soovitatav nurga $(\varphi - \Theta)$ asemel kasutada nurki $\frac{2\pi}{z}$, $\frac{2 \cdot 2\pi}{z}$, $\frac{3 \cdot 2\pi}{z}$ jne.

Maksimaalsete kallakuste normaali poolt lõigatud hammaste arvu leiame valemiga

$$z_n = \frac{r_0(\tan \Theta_2 - \tan \Theta_1)}{\pi m \cos \alpha_0}, \quad (45)$$

kus m on hammaste moodul,

α_0 — hambumisnurk.

Θ_1 ja Θ_2 on määratavad vahekordadest (joon. 39)

$$\tan \Theta_1 = \frac{1}{r_0} \sqrt{R_{e_2}^2 - r_0^2}, \quad (46)$$

$$\tan \Theta_2 = \frac{1}{r_0} \sqrt{R_{e_1}^2 - r_0^2}. \quad (47)$$

Arvestades sisemise hammasratta sfäärilist välispinda ja suhteliselt väikesi kaldenurki, võib valemis (47) hammaste välisringjoone raadiuse R_{e_1} lugeda praktiliselt konstantseks.

Teades nüüd hammaste vastasprofiilide vahelisi pilusid võime aluseks võttes hammaste evolventprofiili, ligikaudselt ette kujutada hammaste deformatsiooni väliskoormuse mõjumisel. Vastavalt evolventprofiili omadustele deformeeruvad hammaste tööpinnad ühtlaselt normaali suunas. Seega, oletades, et hammaste maksimaalne deformatsioon on võrdne suurusega Δ , lähenevad ka hammaste tööprofiilid vastava suuruse võrra. Neil hammastel aga, millede vastasprofiilide vaheline pilu on väiksem üldisest (maksimaalsest) deformatsioonist, kujuneb deformatsiooni suuruseks

$$\Delta_i = \Delta - \delta_i, \quad (48)$$

kus δ_i on väikseim pilu hammaste vastasprofiilide vahel.

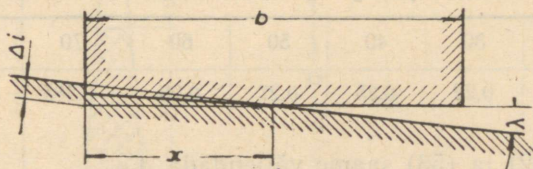
Δ ja δ_i kaudu võime leida antud momendil koormatud hammaste arvu, eeldades, et deformatsioon piki hammast vastavalt esinevaile piludele, muu-

tub proportsionaalselt. Vastashammaste kontakti pikkuse x leiame valemiga (joon. 40)

$$x = \frac{\Delta_i}{\sin \lambda} = \frac{\Delta_i}{\sin \omega \cos(\varphi - \theta)} = \frac{b \Delta_i}{2C'_n \cos(\varphi - \theta)}, \quad (49)$$

kus $\sin \lambda$ on leitav valemist (43), asendades y suurusega $\pm \frac{b}{2}$ ja jagades saadud pilude (δ) vahe hamba laiusega b .

Valemist (49) näeme, et juhul, kui $\varphi - \theta = 0$ (s. o. maksimaalsete kallakuste normaälil), $x = b$, kui $\frac{\Delta_i}{2} = C'_n$, mis aga tegelikult ei ole võimalik. Seega kontakti pikkus x maksimaalsete kallakuste korral on alati väiksem kui hamba pikkus b .



Joon. 40.

Deformatsiooni Δ määrame valemiga

$$\Delta = 2 \left\{ \frac{12q \cos^2 \alpha_0}{E} \left(\frac{L}{h_0} \right)^3 \left[\left(1,5 - \frac{a}{2L} \right) \left(\frac{a}{L} - 1 \right) + \ln \frac{L}{a} \right] + 3,12 \frac{q \cos^2 \alpha_0}{E} \left(\frac{L}{h_0} \right) \ln \frac{L}{a} \right\} = Cq, \quad (50)$$

kus α_0 on hambumisnurk;

q — surve hamba pikkusühikule (normaali suunas);

$$\frac{L}{h_0} = \frac{1}{2 \tan \alpha_0};$$

$$\frac{L}{a} = \frac{\pi m + 4h'' \tan \alpha_0}{\pi m (1 + \tan^2 \alpha_0)}, \quad (h'' \text{ on hamba pea kõrgus rummul});$$

E — elastsusmodul.

Maksimaalse deformatsiooni suurus on soovitatav määrata nõrgema hamba kaudu, s. o. välishambumisega hammastel. Hambale mõjuva jõu leiame valemiga

$$P_z = \frac{x q_{max}}{2}. \quad (51)$$

Asendades q_{max} suuruse valemist (50) $q_{max} = \frac{A_{max}}{C}$ ja x valemist (49), saame

$$P_z = \frac{b A_{max}^2}{4C'_n C \cos(\varphi - \theta)}. \quad (52)$$

Sama jõu saame väljendada ka hamba tugevustingimustest paindele

$$P_z = \frac{\pi R_b m y b}{\alpha_k}, \quad (53)$$

kus R_b on lubatav paindepinge, $R_b = \frac{\sigma_s}{1,5}$,

m — moodul,

y — hamba kuju tegur (tabel 12),

α_k — pingete kontsentratsiooni tegur hamba jalas, $\alpha_k \approx 1,6$.

Tabel 12.

Hamba kuju tegur y olenevalt hammaste arvust z .

z	20	30	40	50	60	70	80	90—120
y	0,20	0,22	0,25	0,27	0,28	0,285	0,29	0,30

Valemitest (52) ja (53) saame väljendada Δ_{max} :

$$\Delta_{max} = 2 \sqrt{\pi R_b m y \frac{1}{\alpha_k} C'_n C \cos(\varphi - \theta)}. \quad (54)$$

Valemiga (54) on võimalik leida üldise deformatsiooni suurust, kontaktis olevate hammaste arvu ja viimastele mõjuvat koormust.

Siduri poolt ülekantava momendi leiame, rakendades valemeid (52) ja (54), vastavate kontaktis olevate hammaste koormuse kaudu, s. o.

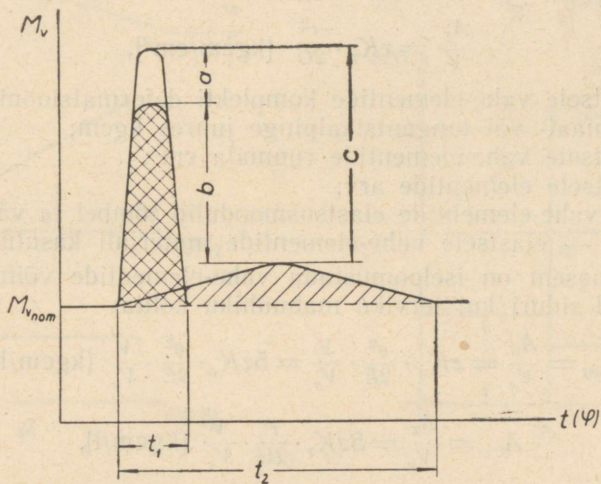
$$M_v = \sum P_{zi} r_0 = \frac{m z b \cos \alpha_0}{8 C'_n C} \cdot \sum \frac{(\Delta_{max} - \delta_i)^2}{\cos(\varphi - \theta)} \quad (55)$$

2. Elastsed sidurid.

Elastsed sidurid ühendavad võlle elastsete vahe-elementide kaudu, mille tõttu vedavas süsteemis tekkivad löögid ei kandu mitte täielikult üle veetavale süsteemile. Elastsetes vahe-elementides toimub tõugete ja löökide mehaanilise töö akumulatsioon, mis on seda suurem, mida suurem on elastsete vahe-elementide komplekti lubatav deformatsiooni töö. Siduri elastsetes vahe-elementides akumulatsioonid löökide energia veetavale süsteemile ülekandmise suurus ja viis on otseselt olenev vahe-elementide materjali mehaanilistest omadustest ja elastsusest, kusjuures igal juhul on meil tegemist teatava akumulatsioonid energia kaoga, mis kulub hõõrdetaktistuste ületamiseks siduri põhiosade ja elastsete vahe-elementide kontaktpindade vahel. Tähtendatud kadu tekitab mehaanilise energia muundumise tõttu soojuseks nn. siduri summutuse. Akumulatsioonid energia ülejäägi edasikandmine veetavale süsteemile ei toimu mitte löögi tekki-

mise perioodil, vaid pikema aja vältel, mille tõttu löögi suurus tuntuvalt väheneb ja seega ei mõju ohustavalt veetavale süsteemile.

Esitatust annab ülevaate joonisel 41 toodud graafik, kus a on summutus, b — tõuke vähenemine energia akumulatsiooni tõttu ja c tõuke summaarne vähenemine. Eriti olulist tähtsust omavad elastsed sidurid resonantsvõnkumiste ärahoidmiseks masinseadmes. Antud juhul tuleb veetava süsteemi kriitiline pöörete arv hoida väljaspool tööpiirkonda (võlli pöörete arvu). Asetades vedava ja veetava süsteemi vahele elastse siduri, võime soovikohaselt muuta süsteemi väändeelastsust, millega hoiame ära



Joon. 41.

võnkumise võimaliku ergutuse vedava süsteemi poolt ja ühes sellega hoiame ka süsteemi omavõnke arvu allpool tööpiirkonda.

Sellega ei ole aga saavutatud veel täielikku lahendust, kuna seadme käivitamisel ja seismajätmisel peame läbima sel korral resonantsi piirkonna. Viimase olukorra likvideerimiseks tuleb kriitiliste pöörete arvude piirkonnad võimalikult kiirelt ületada, et ei tekiks võimalust suuremate väljalöökidest mõjulepääsemiseks.

Juhul, kui kriitilised pöörete arvud asuvad tuntuvalt allpool tööpiirkonda, siis on soovitatav kasutada nn. eelpingestatud elastsete elementidega sidurit, mis alustab oma otsese ülesande täitmist elastse organina alles pärast kriitilise piirkonna ületamist, s. t. sidur töötab käivitamisest kuni kriitilise piiri ületamiseni jäiga sidurina, omades seega kõrge omavõnke arvu ja alles pärast nimetatud piiri ületamist ja väändemomendi suurenemist alustavad tööd elastsed elemendid ja väheneb omavõnke arv.

Juhul, kui käivitusmoment on suurem nimimomendist, peame takistama tekkivate tõugete mõjulepääsu, kujundades elastse siduri nii, et ta töötaks jäiga sidurina, kui $M_v > cM_{v_n}$, ja alustaks tööd elastse sidurina alles siis, kui $M_v \leq cM_{v_n}$, kus $c > 1$ ja M_{v_n} on nimimoment.

Väändemomendi suurema tõukelisuse korral on otstarbekohane kujundada sidur suurema summutusega, mis aitab samuti vähendada resonantsi tekkimise võimalust veetavas süsteemis.

Muutliku väändemomendi elastse siduriga kompenseerimise võimalusi iseloomustavad kõige selgemini siduri elastsete elementide materjal, kuju, mõõted ja asetus ning elastsete elementide võimalik deformatsiooni töö, arvestatuna viimaste mahuühikule:

$$\begin{aligned} \frac{A_{\sigma}}{V} &= zK_{\sigma} \cdot \frac{\sigma^2}{2E} \quad [\text{kgcm/cm}^3], \\ \frac{A_{\tau}}{V} &= zK_{\tau} \cdot \frac{\tau^2}{2G} \quad [\text{kgcm/cm}^3], \end{aligned} \quad (56)$$

kus A on elastsete vahe-elementide komplekti deformatsiooni töö lubatava normaal- või tangentsiaalpinge juures kgcm;

V — elastsete vahe-elementide ruumala cm^3 ;

z — elastsete elementide arv;

E ja G — vahe-elementide elastsusmoodulid tõmbel ja väändel kg/cm^2 ;

K_{σ} ja K_{τ} — elastsete vahe-elementide materjali kasutustegur.

Otstarbekohasem on iseloomustada vahe-elementide võimalikku deformatsiooni tööd siduri kui terviku mahuühiku kohta:

$$\begin{aligned} A_{0\sigma} &= \frac{A_{\sigma}}{V_s} = zK_{\sigma} \cdot \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{V}{V_s} = 5zK_{\sigma} \cdot \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{V}{V_s} \quad [\text{kgcm/l}], \\ A_{0\tau} &= \frac{A_{\tau}}{V_s} = 5zK_{\tau} \cdot \frac{\tau^2}{2G} \cdot \frac{V}{V_s} \quad [\text{kgcm/l}], \end{aligned} \quad (56a)$$

kus V_s on siduri maht liitrites.

Elastsete vahe-elementide materjali kasutustegurid olenevad otseselt vahe-elementi kujust ja on määratavad analüütiliselt või deformatsiooni ja mõjuva jõu (ka väändemomendi) diagrammist.

Nagu näitavad valemid (56) ja (56a), töötab elastne sidur seda efektiivsemalt, mida suuremad on A ja A_0 ; samast on ka näha, et antud vahe-elementide deformatsiooni töö juures kujuneb sidur seda väiksemaks, mida suurem on A_0 , s. o. mida suuremad on $\frac{\sigma^2}{E}$ (või $\frac{\tau^2}{G}$) ja K_{σ} (või K_{τ}) väärtused.

Elastsete vahe-elementide materjal ja kuju määravad otseselt tema kinnitusvõimaluse ja asetuse siduripooltesse, millega on ka põhiliselt määratud siduri kui terviku kuju.

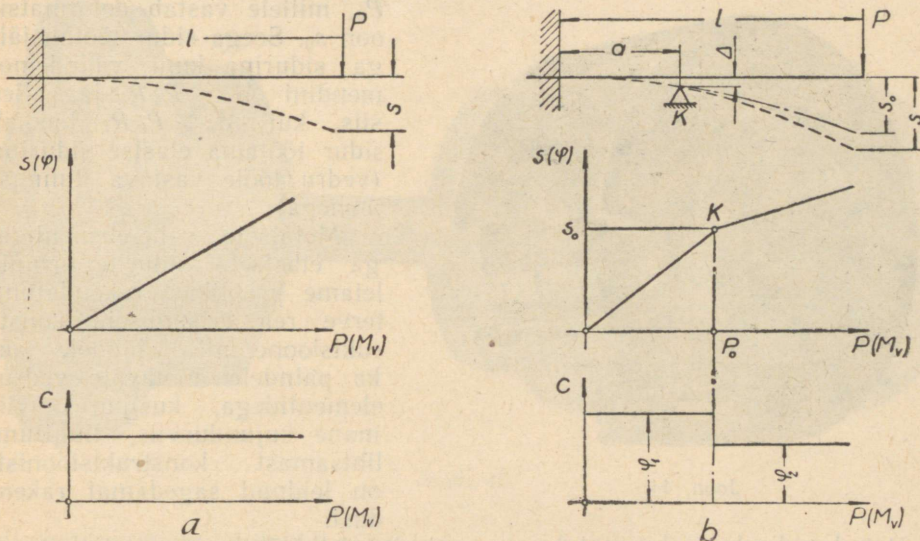
Metalseid vahe-elemente (peamiselt vedrusid) on võimalik koormata kas jõududega või momentidega, mittemetalseid vahe-elemente võib koormata aga tavaliselt ainult survega.

Elastset sidurit iseloomustame tema tunnusjoone järgi, milleks nimetame elastsetele elementidele mõjuva koormuse ja vastavalt sellele tekkiva deformatsiooni seose graafilist kujutist. Olenevalt sellest, kas elastne vahe-element on koormatud jõuga või momendiga, on deformatsioon määratud kas teekonnaga s või väändenurgaga φ .

Seega siduri tunnusjoon on määratud vahekorraga (joon. 42a)

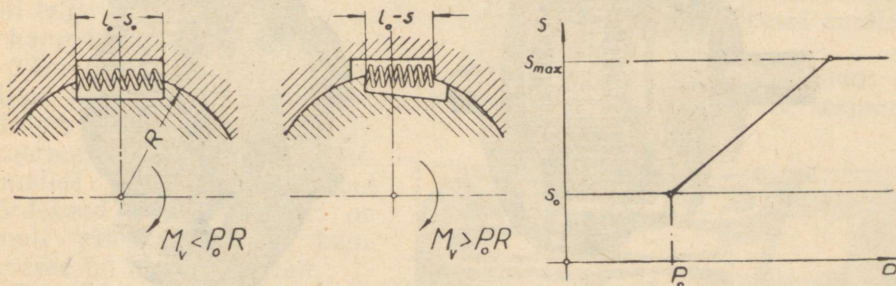
$$C = \frac{S}{P} \text{ või } \frac{\varphi}{M_v}, \quad (57)$$

kus C on siduri elastsustegur, terasvedrude puhul $C = \text{const}$.



Joon. 42.

Juhul, kui muutlik väändemoment omab üksikutel ajamomentidel tugevaid väljalööke, on üldiselt soovitatav rakendada elastseid vahe-elemente väikese elastsusteguriga, s. o. me muudame siduri jäigamaks. Selline



Joon. 43.

moodus aga takistab siduri tööd normaalolukorras. Seega tekib vajadus kujundada elastsete vahe-elementide tööd sellisena, et oleks rahuldatud mõlemad olukorrad. Seda saavutame, muutes teatavast piirist alates siduri elastsustegurit. Elastsusteguri muutumist võib kergesti saavutada jõuga koormatud elastsete elementide juures, muutes lihtsalt paindepikkust vahe-

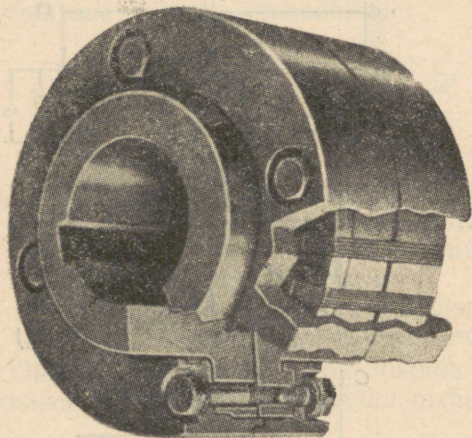
toe asetamisega (joon. 42b). Antud juhul kujuneb meil tunnusjoon järsu üleminekuga punktis *K*. Vastava konstruktsiooniga toe kujundamisega on võimalik saada soovikohaselt ja pidevalt muutuv tunnusjoon.

Erisuguse tunnusjoone omavad nn. eelpingestatud elastsed sidurid (joon. 43). Antud juhul on elastne element — vedru — asetatud siduri-

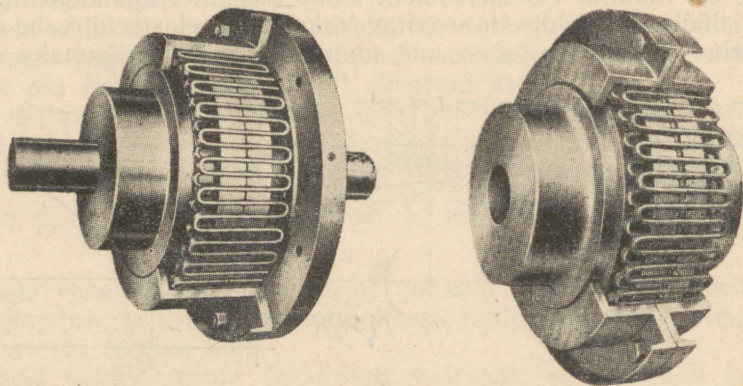
poolte vahele eelpingestusega P_0 , millele vastab deformatsioon s_0 . Seega sidur töötab jäiga sidurina kuni väändemomendini $M_v < P_0 R$ ja alles siis, kui $M_v > P_0 R$, hakkab sidur töötama elastse sidurina (vedru tööle vastava tunnusjoonega).

Metallsete vahe-elementidega elastsete sidurite grupis leiame praktikas rakendatuna terve rea erisuguseid konstruktsioone nii väände- kui ka paindele töötavate vedru-elementidega, kusjuures viimane kujundusviis, tingituna lihtsamast konstruktsioonist, on leidnud sagedamat rakendust.

Paindevedrudena kasutatakse peamiselt ristkülikukujulise ristlõikega lehtvedrusid, mis vastavalt siduri konstruktsioonile kujutavad kas üksik-



Joon. 44.



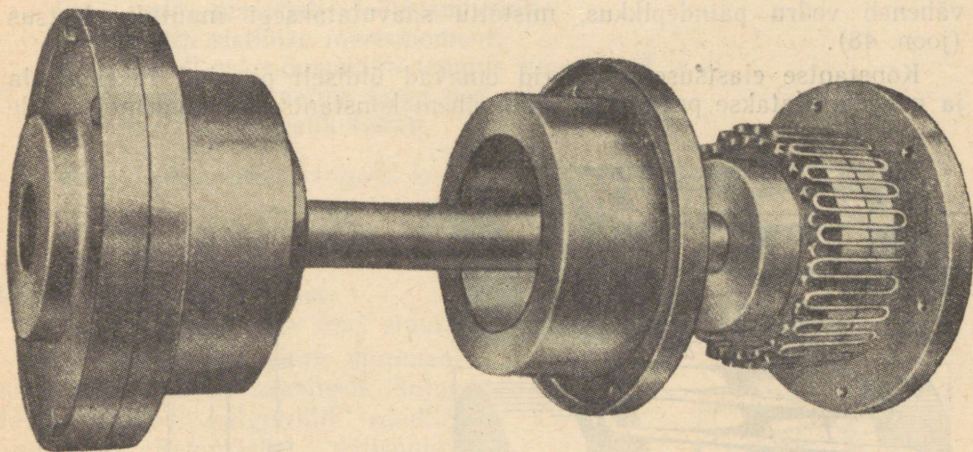
Joon. 45.

vedrusid (harva), vedruplaadikeste komplekte (joon. 44), või siis sektsioonide kaupa painutatud lehtvedrusid, mis asetatakse siduri ketaste välispinda valmistatud aksiaalsetesse nuutidesse (joon. 45). Eriti viimatimainitud konstruktsioon on äärmiselt praktiline ja võimaldab kasutada mak-

simaalselt vedru liitriist võimsust, sest vedru võtab tööst osa kogu oma pikkuses.

Alljärgnevalt tutvumegi lähemalt nimetatud elastse siduri konstruktsiooni ja arvutuse alustega.

Nagu juba ülal mainitud, koosneb sidur kahest võlli otstele järgalt kin-



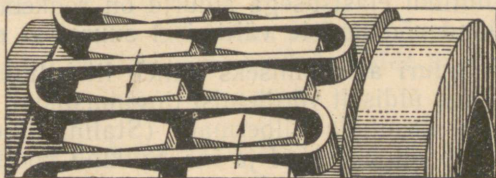
Joon. 46.

nitatud rumm, millede välispinda on valmistatud konstantse sügavusega aksiaalsed nuudid, millede vahele on kujundatud hambad. Plaanis vaadatuna omavad hambad võlli telje suunas eriliselt kujundatud küljeprofiile. Nuutidesse on asetatud vabalt, sektsioonide viisi painutatud ristkülikukujulise ristlõikega vedrud. Olenevalt siduri karakteristikast on vedru sektsioonide ja ridade arv muutlik. Vedrud on kaetud risti või põiki võlli telje poolitatud kestaga, mille ülesandeks on hoida vedrusid nuutides ja kujundada reservuaar määrdeaine paigutamiseks.

Tänu vedrude vabale asetusele nuutides (pilul), võimaldab sidur ka võllide telgede ristsuunalise nihke kompenseerimist, tekitamata seejuures vedrudes tähelepanuväärset liisakoormust. Võllide telgede ristsuunalise nihke tõttu tingitud hõõrdekaod kontaktpindadel on samuti vähemärgatavad, kuna viimased on hästi määritud.

Suuremate nihete kompenseerimiseks võib kasutada ka kaksik-elastset sidurit (joon. 46).

Eespoolkirjeldatud siduri jaoks omaduseks tuleb märkida ka tema reverseeritavust, s. t., et sidurit võib rakendada mõlemasuunaliseks töötamiseks.

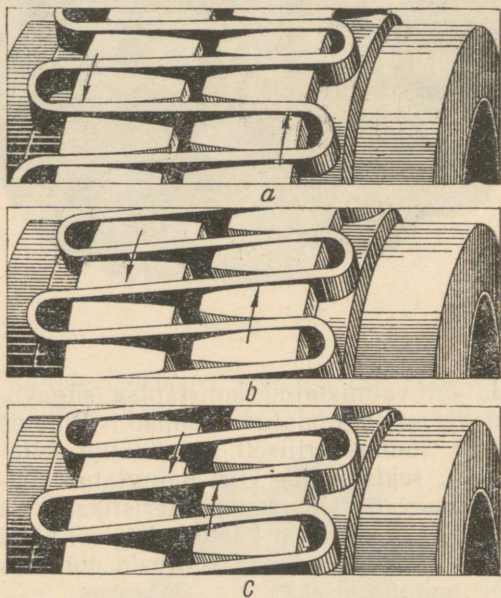


Joon. 47.

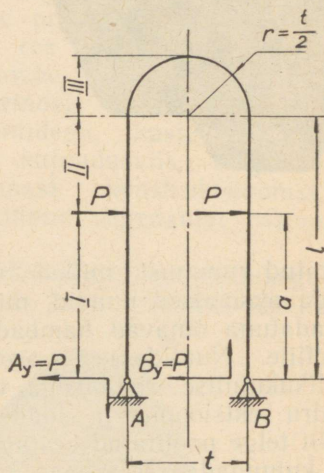
Olenevalt hammaste küljprofiilide kujust, esinevad painutatud vedru-
dega elastsed sidurid nii püsiva kui ka muutliku elastsusega.

Konstantse elastsusega sidureil on hamba küljprofiil kujundatud nii,
et vedru paindepikkus väändmomendi muutusel jääks konstantseks
(joon. 47), muutliku elastsusega sidureil on aga hamba küljprofiil kujun-
datud kõverjoonelisena (raadiusega r), seega väändmomendi kasvades
väheneb vedru paindepikkus, mistõttu saavutataksegi muutlik elastsus
(joon. 48).

Konstantse elastsusega sidurid omavad üldiselt piiratud rakendusala
ja neid kasutatakse peamiselt enam-vähem konstantsete väändmomentide



Joon. 48.



Joon. 49.

puhul (mootor-generaatorseadmed, statsionaarsed auruturbiinid jms.).
Muutliku elastsusega sidurid on rohkem universaalsed, kuna võimaldavad
väändvõnkumiste vältimisel suuremat efekti.

Siduri arvutamiseks esineb literatuuris mitmeid arvutusmeetodeid, mis
on aga üldiselt võrdlemisi tingimuslikud. Soovitav on siduri vedru-
de arvutamisel kasutada Silbermani (Stalini-nimeline Masinaehitustehas Leningra-
dis) poolt tuletatud ja ins. Sulkin'i poolt täiendatud arvutusmeetodit, mille
esitame alljärgnevalt.

Aluseks võttes vedru tööd muutliku elastsusega siduril, vaatleb Silber-
man vedru raamina, mis on liigenditega A ja B (joon. 49) kinnitatud
alusele ja koormatud vedru tööpinnaga risti asetatud jõududega P . Esi-
tatud arvutusskeemiga ja mõningate lihtsustustega saadud vedru elastse

joone võrrand erineb tegelikust vähe. Vedru elastse joone võrrand meid huvitavas I piirkonnas (joon. 49) on

$$y = \frac{P}{24EJ} [(24l - 12a + 3\pi t)ax - 4x^3], \quad (58)$$

- kus P on vedru poolkeermele langev koormus;
 E — vedru materjali elastsusmoodul;
 J — vedru ristlõike inertsmoment;
 a — jõu P rakenduspunkti kaugus tugedest A ja B ;
 l — vedru poolkeerme sirge osa pikkus;
 t — vedru arvutuslik samm.

Vedru poolkeermele langeva koormuse arvutame valemiga

$$P = \frac{2M_v'}{qDz} = \frac{2\pi M_v}{qz^2t}, \quad (59)$$

- kus q on vedruridade arv;
 z — hammaste arv ühel siduri poolel.

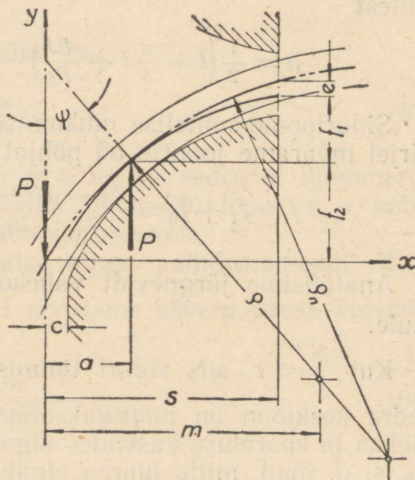
Vastavalt elastse joone minimaalsele raadiusele on tavaliselt kujundatud hamba küljprofiil raadiuse tsentriga hammaste välispinnas (ЦНИИТМАШ). Mitte sidudes end selle tingimusega, määrab ins. Sulkin praktiliselt otstarbekohase tsentri asukoha analüütilistel kaalutlustel, hoidudes vedru klammerdumisvõimadest hammaste minimaalseis vahedest, mis vähendaks siduri elastsust ja suurendaks vedrus pingeid.

Väändemomendi M_v suurenedes, vedru esimese piirkonna pikkus a , olles funktsionaalses seoses koormusega P , väheneb P suurenedes (joon. 50). a ja P funktsionaalne seos on määratav analüütiliselt, kui võtta arvesse, et vedru elastne joon ja hamba küljpinna mähiskõver omavad ühist puutujat kontaktjoonel. Vedru elastse joone puutuja kalde saame määrata vahekorraga

$$\frac{dy}{dx} = \frac{P}{24EJ} [(24l - 12a + 3\pi t)a - 12x^2], \quad (60)$$

millest vedru elastse joone puutuja kalle kontaktjoonel, s. o. kohas $x = a$ on

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=a} = \frac{Pa}{EJ} (l - a + \frac{\pi}{8}t). \quad (60a)$$



Joon. 50.

Hamba külgpinna kalde saame määrata joonise 50 järgi:

$$\tan \psi = \frac{m-a}{\rho \sqrt{1 - \left(\frac{m-a}{\rho}\right)^2}}, \quad (61)$$

kus ρ on hamba külgpinna mähiskõvera raadius (hamba külgpinna mähiskõvera raadiuse ja vedru poolpaksuse summa);

m — hamba külgpinna raadiuse kaugus siduri keskristlõike pinnast.

Kuna $\frac{m}{\rho}$ arvutuslik optimaalne suurus on umbes 0,08, siis tegemata märkimisväärset viga võime märkida, et

$$\tan \psi = \frac{m-a}{\rho}.$$

Kuna puutuja on ühine, siis

$$\frac{m-a}{\rho} = \frac{Pa}{EJ} \left(l - a + \frac{\pi}{8} t \right), \quad (62)$$

millest

$$a = \frac{1}{2} \left(l + \frac{\pi}{8} t + \frac{EJ}{P\rho} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(l + \frac{\pi}{8} t + \frac{EJ}{P\rho} \right)^2 - \frac{mEJ}{P\rho}}. \quad (63)$$

Siduripoole suhtelise nihkumise vedru deformatsiooni tõttu jõu P tagajärjel määrame joonise 50 põhjal järgmiselt:

$$f = f_1 + f_2 = \frac{(m-a)^2 - (m-s)^2}{2\rho} + \frac{Pa^2(24l - 16a + 3\pi t)}{24EJ}. \quad (64)$$

Analüüsime järgnevalt vahekorra $\frac{m}{s}$ mõju siduri tunnusjoone iseloomule.

Kui $\frac{m}{s} < 1$, siis siduri tunnusjoon ei oma lineaarset piirkonda, kuna vedru keskjoon on puutujaks hamba tööpinnale juba vedru koormamata olekus ja koormuse kasvades algab kohe ka suuruse a vähenemine. Seega P_0 , s. o. jõud, mille juures algab a vähenemine, võrdub nulliga.

Kui $\frac{m}{s} > 1$ ja $m \leq m_p$ (kus m_p on m piirväärtus, ja $\left| \frac{d^2y}{dx^2} \right|_{x=a} = \left| \frac{1}{\rho} \right|$), siis algab vedru veeremine hamba pinnal (s. o. a vähenemine) alles teatava jõu $P_0 > 0$ juures ja siduri tunnusköver on oma algosas, s. o. vahemikus $P = 0$ kuni $P = P_0$, lineaarne. Vastava P_0 väärtuse võime leida valemist (62), asendades a s -ga, seega

$$\frac{m-s}{\rho} = \frac{P_0 s}{EJ} \left(l - s + \frac{\pi}{8} t \right),$$

millest

$$P_0 = \frac{8EJ(m-s)}{\rho s(8l - 8s + \pi t)}. \quad (65)$$

Siduripoole suhtelise nihkumise lineaarses piirkonnas leiame valemist (60), asendades P valemiga (65), $x = s$ ja $a = s$:

$$f_0 = \frac{s(m-s)(24l-16s+3\pi t)}{3\varrho(8l-8s+\pi t)}. \quad (65a)$$

Hamba tööpinna kõverustsentri kauguse m suurust ei tohi suurendada aga ka mitte vabades piirides. Näiteks juhul, kui $m = m_p$ ja $P \geq P_0$, omab vedru elastne joon võrdse kõveruse hamba tööpinna ja vedru haarab hammast kogu tööpinna ulatuses, seega kaob siduri elastsus; kui $m > m_p$, omab vedru hamba tööpinna kontakti kahes kohas. Neil juhtudel varem tuletatud valemid ei ole enam rakendatavad.

Piirjuhul, kus $m = m_p$, on

$$\frac{Pa}{EJ} = \frac{1}{\varrho},$$

millest

$$a = \frac{EJ}{P\varrho}. \quad (66)$$

Kasutades valemit (62), määrame nüüd m_p :

$$m_p = l + \frac{\pi}{8}t. \quad (67)$$

Vedru ohtlik ristlõige (tingimusel, et $m \leq m_p$ ja vedru ei klammerdu hammaste vahele) asub vedru teise piirkonna (joon. 50) lõpus, s. o. kohal $x = l$, kuna antud kohas tekib pingete kontsentratsioon.

Ohtlikus ristlõikes tekkiva maksimaalse pinge paindemomendi $M_p = Pa$ ja normaaljõu $Q = 2\frac{a}{t}P$ tagajärjel arvutame kõvera varda valemite alusel, et

$$\sigma_{max} = \frac{4Pah}{bt^2(t-h)\left(\ln\frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t}\right)}, \quad (68)$$

kus h on ristkülikukujulise vedru kõrgus painde suunas,
 b — vedru laius.

Seega maksimaalne normaalpinge, mis on aluseks vedru arvutamisel tugevusele, on olenev vedru geomeetrisest kujust ja paindemomendist $M_p = Pa$, mis on proportsionaalne vedru elastse joone kõverusele piirkonnas $a \leq x \leq l$. Vedru elastse joone kõveruse leiame valemiga

$$\frac{1}{\varrho_n} = \frac{Pa}{EJ} = \frac{8(m-a)}{\varrho(8l-8a+\pi t)} \quad (69)$$

ehk

$$\frac{1}{\varrho_n} = \frac{1}{\varrho} \cdot \frac{m-a}{m_p-a}, \quad (70)$$

mis näitab, et juhul kui $m < m_p$, suureneb vedru kõverus ja ühes sellega ka pinge; kui $m = m_p$, on kõverused vedrul ja hamba tööpinnal võrdsed ja normaalpinge ei muutu koormuse kasvul.

Vedru hammaste vahele klammerdumise hoidumiseks, kui $m < m_p$, on vajalik valmistada hammaste vahe suuruse e võrra suurem kui vedru kõrgus, mille määrame vahekorrast

$$e = \sqrt{\varrho_n^2 - [(\varrho_n - \varrho) \sin \psi + m - s]^2} - \sqrt{\varrho^2 - (m - s)^2} - (\varrho_n - \varrho) \cos \psi, \quad (71)$$

kus $\psi = \arcsin \frac{m - a}{\varrho}$.

Juhul kui $m = s$, siis

$$e = \sqrt{\varrho_n^2 - (\varrho_n - \varrho)^2 \sin^2 \psi} - \varrho - (\varrho_n - \varrho) \cos \psi,$$

või ligikaudselt

$$e = (\varrho_n - \varrho) (1 - \cos \psi). \quad (72)$$

Pilu suurus e , kui $m = s$, valitakse olenevalt siduri suurusel piirides 0,7–1,5 mm. Pilu olemasolu üldiselt soodustab siduri tööd, kuid tekitab seadme käivitamisel ja reverseerimisel lööke. Pilu vähendamine aga võib antud juhul tekitada vedru klammerdumist, mille tagajärjel väheneb vedru töötava osa pikkus ja suureneb vedru kontaktpinge.

Kuna vedru mitte üksnes ei veere, vaid ka teatavas piiris libiseb tööpinnal, siis kontaktpingete suurenemine ei ole üldiselt soovitatav.

Minimaalseima pilu võimaldavad tingimused $m = m_p$ kujundatud tööpinnad.

Hamba põhimõõted valitakse järgmistest empiirilistest seostest:

hamba pikkus võlli telje suunas $H = 3,5B$, kus B on hamba laius jao-tusringjoonel.

Näide. Arvutada elastne sidur elektrimootori $N = 100$ HJ, $n = 570$ p/min. ühendamiseks reduktoriga, mille kaudu käitatakse pöörlevat ahju. Siduri varutegur võtta $k = 4$.

Arvutuskäik:

1. Siduri karakteristika:

$$\left(\frac{N}{n}\right)_{nom} = \frac{100}{570} = 0,175, \quad \left(\frac{N}{n}\right)_{max} = 0,175 \cdot 4 = 0,7.$$

2. Sidurit koormav nimiväändemoment:

$$M_v = 71\,620 \left(\frac{N}{n}\right)_{nom} = 71\,620 \cdot 0,175 = 12\,500 \text{ kgcm}.$$

3. Edasi valime orienteeruvalt:

vedru $h = 0,4$ cm, $b = 1,0$ cm, $R_p = 7000$ kg/cm², $q = 1$, $z = 32$,
 $t = 1,5$ cm, $l = 3,5$ cm, $s = 2,0$ cm,

$$F = hb = 0,4 \cdot 1,0 = 0,4 \text{ cm}^2,$$

$$J = \frac{bh^3}{12} = \frac{1,0 \cdot 0,4^3}{12} = 0,0053 \text{ cm}^4,$$

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{1,0 \cdot 0,4^2}{6} = 0,0267 \text{ cm}^3.$$

4. Vedru poolkeermele mõjuv perifeerne jõud

$$P_0 = \frac{2\pi M_v}{qz^2 t} = \frac{2\pi \cdot 12\,500}{1 \cdot 32^2 \cdot 1,5} \approx 51,2 \text{ kg}.$$

5. Maksimaalne pinge vedrus

$$\sigma_{max} = \frac{4Pah}{bt^2(t-h) \left(\ln \frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t} \right)} = \frac{4 \cdot 0,4 \cdot Pa}{1,5^2 (1,5 - 0,4) \left(\ln \frac{1,5+0,4}{1,5-0,4} - \frac{2 \cdot 0,4}{1,5} \right)} = 64,6Pa.$$

Järgnevalt vaatleme juhtusid, kus $m = m_p$ ja $m = s$.

6. Hamba tööpinna kõverustsentri kaugus $m = m_p$:

$$m_p = l + \frac{\pi}{8}t = 3,5 + \frac{\pi}{8} \cdot 1,5 = 4,088 \text{ cm}.$$

7. Hamba tööpinna raadius, kui $m = m_p$:

$$\varrho = \varrho_n = \frac{EJ}{sP_0} = \frac{2,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0053}{2,5 \cdot 51,2} = 91,2 \text{ cm}.$$

8. Vedru maksimaalne pinge, kui $m = m_p$ ja $a = s$:

$$\sigma_{max} = 64,6Pa = 64,6 \cdot 51,2 \cdot 2,0 = 6600 \text{ kg/cm}^2 < R_p.$$

σ_{max} antud juhul ei muutu vedru koormuse kasvul, kuna $Pa = \text{const}$.

9. Hamba tööpinna kõverustsentri kaugus $m = s = 2,0 \text{ cm}$. Kuna käesoleval juhul pinge vedrus kasvab koos koormusega, siis oletame, et σ_{max} esineb juhul, kui $P_1 = 5P_0 = 5 \cdot 51,2 = 256 \text{ kg}$. Aluseks võttes vedrule mõjuva paindemomendi konstantsust, väheneb P_1 korral vedru esimese piirkonna (konsoolse osa) ulatus viiekordselt, s. o. $a_1 = \frac{s}{5} = 0,4 \text{ cm}$.

10. Hamba tööpinna raadius, kui $m = s$:

$$\varrho = \varrho_n \frac{m-a}{m_p-a} = 91,2 \cdot \frac{2,0-0,4}{4,09-0,4} = 39,5 \text{ cm}.$$

11. Sõjuri poolte suhtelised nihkumised juhul kui $m = m_p$ [(64) ja (66)]:

$$f = \frac{s(8l-4s+\pi t)}{8\varrho} - \frac{E^2 J^2}{6P^2 \varrho^3} = \frac{2,0(8 \cdot 3,5 - 4 \cdot 2,0 + \pi \cdot 1,5)}{8 \cdot 91,2} - \frac{(2,2 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,0053^2}{6 \cdot 51,2^2 \cdot 91,2^3} = 0,054 \text{ cm};$$

kui $m = m_s$ [valem (64)]:

$$f' = \frac{(m-a)^2 - (m-s)^2}{2\varrho} + \frac{Pa^2(24l - 16a + 3\pi t)}{24EJ} =$$

$$= \frac{(2,0 - 0,4)^2}{2 \cdot 39,5} + \frac{256 \cdot 0,4^2 (24 \cdot 3,5 - 16 \cdot 0,4 + 3\pi \cdot 1,5)}{24 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 0,0053} = 0,0458 \text{ cm.}$$

Võrreldes f ja f' , näeme, et juhul, kui $m = m_p$, omab sidur ca 20% suuremat järeleandlikkust.

12. Pilu e_g suurus hamba tööpinna ja vedru vahel:
kui $m = s$, siis

$$\sin \psi = \frac{m-a}{\varrho} = \frac{2,0 - 0,4}{39,5} = 0,0405; \quad \cos \psi = 0,9992,$$

$$e_g \geq e = (\varrho_n - \varrho) (1 - \cos \psi) = (91,2 - 39,5) (1 - 0,9992) \approx$$

$$\approx 0,041 \text{ cm.}$$

Seega kogu siduri pilu $2e_g \approx 0,8$ mm.

Nagu nähtub esitatud arvutusnäitest, on antud sidur võimeline töötama elastse sidurina võrdlemisi suures väändemomendi muutuste piirkonnas, kartmata seejuures vedrude purunemisvõimalust paindepingete ületamise tagajärjel. Siduri avarii võib tekkida vahest ainult vedrude lõikumise või hammaste murdumise tagajärjel, mis on aga üldiselt harukordne.

Mittemetalsete vahe-elementidega elastseid sidureid (tuntud ka elekt-riliselt isoleerivate siduritena) on eelnenud grupiga võrreldes enam raken-datud, kuna nad omavad lihtsamat konstruktsiooni, seega on ka valmis-tamisel odavamad. Tähen-datud sidurite puudusena tuleks nimetada kõige-pealt elastsete vahe-elementide suurt kuluvust, siduri suurt gabariiti eriti keskmiste ja suurte väändemomentide puhul (kuna vahe-elementide väi-kese elastsuse tagajärjel on viimaste liitiline võimsus piiratud), suurt tundlikkust soojusele, niiskusele ja keemilistele mõjudele (mille tagajär-jel muutub vahe-elementide elastsus ja iga) ja mitte eriti suurt tund-likkust löökide leevendamisel.

Mittemetalsete vahe-elementidega elastsed sidurid on hea eduga raken-datavad ka kompenseerivate siduritena, kuna nad võimaldavad ükskõik millise iseloomuga ebatäpset asendit võllide telgede vahel.

Kuna mittemetalsete elastsete materjalide juures ei ole rakendatav Hooke'i seadus, siis ka deformatsiooni töö teoreetiline arvutus osutub pea-aegu võimatuks ja see tuleb määrata praktiliselt.

Esitatud siduritest esineb kõige enam nn. tapp-pukssidur (joon. 51), mis NSV Liidus on normitud GOCT 229-43 kohaselt (tabelid 13, 14).

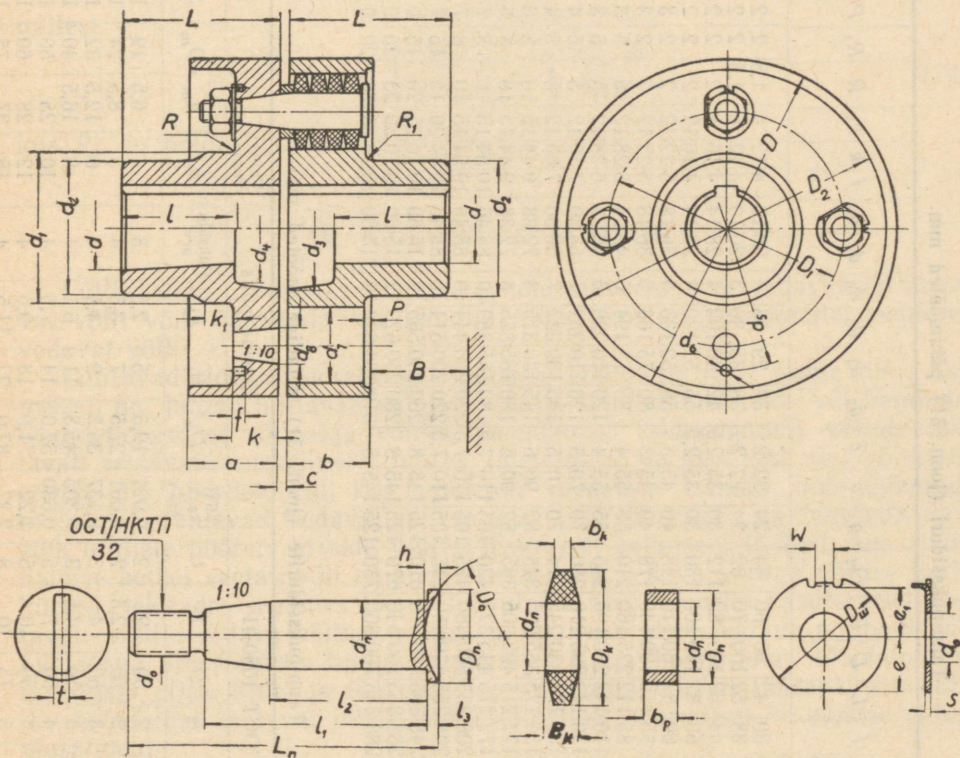
Tapp-pukssidur koosneb kahest poolest. Ühele siduripoolle on mut-rite abil kinnitatud kooniliste otstega poldid, millele silindrilisele osale on asetatud kummist püksid trapetsikujulise ristlõikega.

Teisel siduripoolle on vastavad silindrilised augud, kuhu asetuvad pol-did vabalt koos kummist püksidega.

Siduripoolte ühendamine võlli otstega toimub kas liist- või hammasvõlli-liite kaudu. Sageli esineb ka konstruktsioon siduripoolte kinnitamiseks võlli koonilisele otsale, kus siduripool pingutatakse võllile mutri abil.

Siduripoolte aksiaalne nihkumatus silindrilistel võlli otstel kindlustatakse pidekruidude abil.

Standardis ГОСТ 229-43 esitatud elastsete sidurite põhierinevuseks senikasutatavast analoogilisest sidureist on see, et siin ristkülikukujulise



Joon. 51.

ristlõikega pukside asemel on kasutatud trapetsikujulise ristlõikega pukse. Viimased omavad täispuksidega võrreldes suuremat elastsust ja on seega dünaamilisel koormisel tundlikumad. Ka kulumine on koonilistel puksidel väiksem, kuna ei teki puksi edasi-tagasi hõõrdumist kontaktpinnal võllide telgede ebaõige asendi korral, vaid ainult pukside paindumine.

Pukside arvu määramisel lähtutakse lubatavast pindsurvevast elastse elemendi minimaalsemale kontaktpinnale:

$$\sigma_{ps} = 71620 \frac{kN}{nzRdL} < R_{ps}, \quad (73)$$

Tabel 13.

Tapp-pukssiduri (joon. 51) põhimõõdet mm.

Siduri nr.	$\frac{N}{n}$	n_{max}	d	d_1	d_2	l	L	D	D_1	D_2	a	b	c	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	f	k	k_1	R	R_1	P	B	Põlde arv		Maksi- maalne kaal kg	
																											Põlde nr. (Tabel 14)	I		II
1	0,005	6300	12-18	40	35	30	42	90	60	84	24	22	2	32	29	76	3	20	10	4	12	4	1,5	2	26	1	4	0,9	0,84	
2	0,0088	5700	16-22	50	42	38	52	100	70	82	24	22	2	38	35	86	3	20	10	4	12	6	1,5	2	26	1	6	1,3	1,1	
3	0,0185	4700	19-28	55	52	44	62	120	82	112	30	35	2,5	42	40	102	4	28	14	4	16	8	2	2	2	4	2	2,4	2,4	
4	0,033	4000	24-38	72	20	60	82	140	100	130	30	35	2,5	55	52	120	4	28	14	4	16	12	2	2	2	6	6	4,0	3,9	
5	0,059	3500	30-38	75	70	60	82	160	110	148	40	45	3	58	52	136	5	36	18	5	22	12	2	2	3	8	6	5,9	5,0	
6	0,101	3000	35-55	105	100	85	112	190	140	178	40	45	3	80	75	166	5	36	18	5	22	12	2	2	3	8	10,7	9,4		
7	0,189	2500	40-55	112	100	85	112	225	160	210	55	55	4	85	75	194	6	46	24	6	28	12	5	3	6	4	16	16	12	
8	0,2875	2200	50-75	150	135	110	142	260	195	245	55	55	4	120	110	229	6	46	24	6	28	12	5	3	6	5	10	26	21	
9	0,394	1900	60-75	155	135	110	142	295	210	280	70	70	5	120	110	252	7	58	30	7	36	12	5	4	8	5	8	34	28	
10	0,575	1700	70-95	185	175	138	175	330	245	314	70	70	5	145	130	287	7	58	30	7	36	12	8	5	4	8	5	10	51	42
11	0,81	1550	80-95	190	175	136	175	365	265	348	82	90	6	145	130	315	8	72	38	9	44	15	10	8	6	10	6	64	54	
12	1,165	1400	90-120	230	220	172	215	405	305	385	82	90	6	180	165	355	8	72	38	9	44	15	10	8	6	10	6	80	80	
13	1,47	1250	100-120	240	220	172	215	445	325	420	105	110	7,5	180	165	389	10	88	46	10	54	15	10	8	7	12	6	8	121	99
14	2,15	1100	110-150	295	270	208	255	500	380	475	105	110	7,5	220	200	444	10	88	46	10	54	15	10	8	7	12	6	10	178	147
15	3,05	1000	130-150	300	270	208	255	570	450	545	105	110	7,5	220	200	514	10	88	46	10	54	15	10	8	7	12	6	10	200	175
16	4,876	890	150-180	355	320	248	305	640	485	610	125	145	8	280	230	555	12	115	60	10	70	25	20	15	9	16	8	10	330	275
17	5,43	800	170-200	390	360	288	355	700	540	670	125	145	8	280	250	620	12	115	60	10	70	25	20	15	9	16	8	10	417	381
18	7,24	750	190-220	430	400	288	355	760	600	730	125	145	8	310	280	680	12	115	60	10	70	25	30	20	9	16	8	12	500	451

Tabel 14.

Tapp-pukssidurite (joon. 51) detailide mõõdet mm.

Nr.	Põlt terasest 45, ГOCT 1050-41										Elastne püks				Vahe- rõngas		Piduriseib					
	d_n	D_n	L_n	l_1	l_2	l_3	D	h	t	Tüki kaal kg	D_k	B_k	b_k	Pükside arv	b_p	d_m	D_m	S	H	g	e	f
1	10	6	14	42	28	19	2	50	2	2	0,021	19,5	5	2,5	3	6,5	19	1	2,5	8	8	6
2	14	8	18	62	46	33	2	50	2,5	2	0,061	27,5	7	3,5	4	8,5	24	1	3,5	10	10	8
3	18	12	25	82	59	42	3	50	4	3	0,137	35,5	9	4,5	4	12,5	32	1	4,5	13	14	11
4	24	16	32	105	75	52	3	50	4,5	3	0,305	45,5	11	6	4	16,5	40	1	5,5	17	17	15
5	30	24	38	135	95	66	4	50	7	5	0,630	57,0	14	7,5	4	20	50	1	6,5	21	21	19
6	38	27	48	165	121	84	4	50	10	5	1,22	71,0	18	9,5	4	28	60	1,5	7,5	25	24	22
7	46	36	58	205	147	103	5	75	10	8	2,27	87,0	22	11,5	4	37	75	1,5	9	32	32	29
8	60	42	72	260	195	136	5	75	14	8	4,83	14,0	30	16	4	43	90	1,5	11	40	45	37

kus z on poltide arv,

R — poltide ringjoone raadius,

d — poldi läbimõõt,

L — poldi kandev pikkus,

σ_{ps} — elastse elemendi pindsurvepinge ($R_{ps} = 12-20 \text{ kg/cm}^2$).

Poltide läbimõõt arvutatakse paindele tingimusest

$$R_{ps} dL \cdot \frac{L}{2} = 0,2d^3 R_{ps},$$

millest

$$d = \sqrt{\frac{R_{ps} L^2}{2 \cdot 0,2 R_p}} = \sqrt{\frac{R_{ps} \cdot L^2}{0,4 R_p}}, \quad (74)$$

kus R_p on poldis lubatav paindepinge.

IV. LÜLITAVAD SIDURID.

Lülitavateks siduriteks nimetame neid sidureid, kus vedavat ja veetavat võlli võib ühendada või lahutada tööolukorras, seiskamata seejuures vedavat võlli.

Lülitavad sidurid jaotatakse töötamise põhimõtte järgi kahte liiki. Esimesed, nn. jäigad lülitavad sidurid, mis on kujundatud nukk- või hammas-elementidega, ei võimalda võllide ühendamist (sidurdamist) võllide tuntuvalt erinevate nurkkiiruste juures, lahutamine on aga igal ajal võimalik; teised, nn. hõõrdsidurid, kus momendi ülekanne toimub hõõrdejõudude mõjul, võimaldavad vedavat ja veetavat võlli ühendada ja lahutada ükskõik milliste pöörete arvude juures. Erinevalt eelmisest tüübist, kus sidurdamise hetkel veetav võll omandab hetkeliselt vedava võlliga võrdse nurkkiiruse, tekitades seadmes löögi, saavutame hõõrdsidurite kasutamisel veetavale võllile vedava võlliga võrdse nurkkiiruse alles teatava perioodi vältel, seega sidestamine toimub sujuvalt. Kuna hõõrdsiduri tööpinnad ei moodusta jäika liidet ja ülekoormuse tagajärjel võivad libiseda, siis lülitav hõõrdsidur teataval juhul täidab löögilisel koormusel ka elastse siduri ülesandeid.

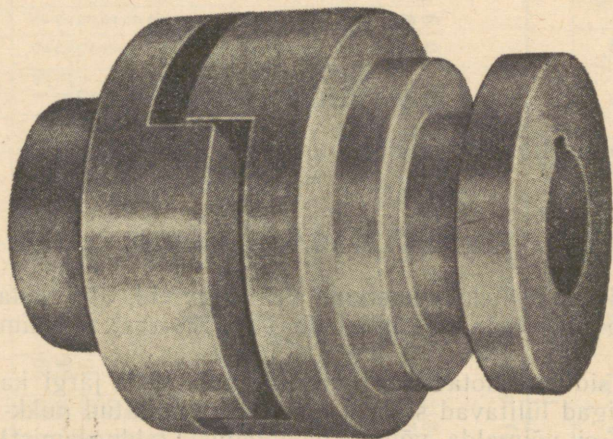
Jäiku lülitavaid sidureid rakendatakse peamiselt väiksemate võimsuste korral.

1. Lülitavad jäigad sidurid.

Jäigad lülitavad sidurid on kujundatud kahest nukkidega või hammas-tega varustatud siduripoolest, milledest üks on kinnitatud ühele võlli otsale (tavaliselt vedavale) jäigalt ja teine vastasvõllile aksiaalse liikumisvabadusega, mis saavutatakse liist- või hammasvõll-liite abil (joon. 52).

Võllide sidurdamine toimub liikuva siduripoole nihutamisega piki võlli, kuni saavutatakse kontakt siduri tööpindade vahel. Siduripoole nihutamine toimub vastava lülitusmehhanismi kaudu kas käsitsi või mehaaniliselt (vt. p. 3.).

Jäikade lülitavate sidurite heaks omaduseks tuleb lugeda kindlat liidet võllide vahel, seega võime neid hea eduga rakendada seadmes, kus pole lubatav ülekande arvu muutumine juhusliku koormuse kõikumise tagajärjel, nagu see võib mõningal juhul esineda hõõrsidurite juures. Suurimaks eksploatatsiooniliseks puuduseks antud siduritel on aga see, et ei ole võimalik sidurit ühendada võllide tuntavalt erinevate nurkkiiruste juures. Lubatav kiiruste erinevus, mille juures on võimalik siduri sidesta-



Joon. 52.

mine, sõltub otseselt käitatavatest massidest. Nagu näitab praktika, ei ole soovitatav ületada piiri 0,6—0,8 m/sek.

Tekkiv dünaamiline koormus siduri ühendamisel on määratav valemiga

$$M_{dün} = J \cdot \frac{\omega}{t},$$

kus J on siduripoolele redutseeritud veetavate masside inertsmoment,

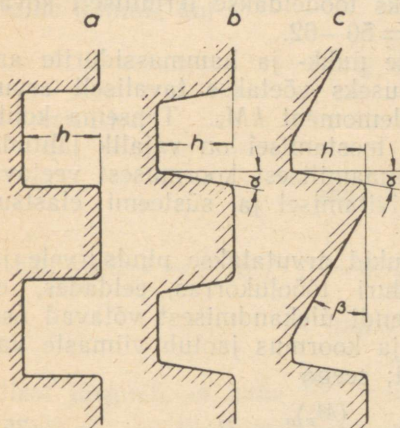
ω — nurkkiiruste erinevus,

t — aeg, mille vältel veetav võll omandab vedava võlliga võrdse nurkkiiruse, arvates siduri sisselülamise momenti.

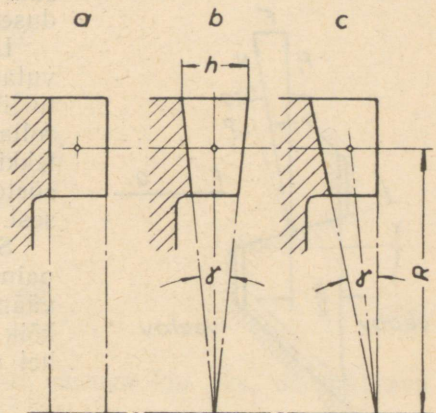
Kuna sidurdamisae t on olenev seadme jäikusest, mis antud juhul on kaunis väike, siis ka käivitusmoment, tingituna suhteliselt lühiajalisest käivitusajast ja suurest nurkkiiruste erinevusest ω , võib kujuneda suureks, mis on ohtlik kogu seadmele.

Nukkide või hammaste arv kõigub vaadeldavail sidureil piirides 3—70 ja mõnikord isegi rohkem. Nukkide või hammaste arvu valikul tuleb lähtuda siduri läbimõödust ja vajalikust nuki või hamba tugevusest, mis on määratav ülekantava väändemomendi kaudu. Siinjuures tuleb meele pidada, et võimalike ebatäpsuste tõttu siduri valmistamisel ja kokkumonteerimisel töötab tegelikult ainult osa nukke või hambaid.

Enamkasutatavad nukkide kujud on esitatud joonisel 53. Joonisel 53a kujutatud nukkide tööpinnad on kujundatud võlli telge läbivas tasapinnas. Selliste nukkidega sidureid kasutatakse peamiselt harva lülitavates seadmetes, kusjuures võllide ühendamine toimub vedava võlli seisul. Võllide ühendamine ja lahutamine on antud juhul raskendatud tekkiva hõõrdumise tõttu nukkide tööpindadel. Hõlpsamaks siduri lülitamiseks tuleb ette näha pilu nukkide tööpindade vahel, mis on aga puuduseks seadme reverseerimisel tekkiva löögi tõttu. Joonisel 53b esitatud trapetsikujulise



Joon. 53.



Joon. 54.

ristlõikega nukid, kaldega $\alpha = 2-8^\circ$, hõlbustavad siduripoolte lahutamist, kuid raskendavad üendamist tekkiva aksiaalse jõu $Q' = P \tan \alpha = \frac{M_v}{R} \tan \alpha$ tagajärjel (R on nukkide tööpindade keskmine kaugus võlli teljest). Siduri eriti kiire lahtilülamise vajadusel on soovitatav suurendada nurka α , kuid mitte ületades α suurust, mille juures tekib võllide lahutamine iseenesest. Nukksiduri hõlpsamaks sisselülamiseks rakendatakse sageli joonisel 53c esitatud asümmeetrilisi nukkide profiile, kus nurga α suurus valitakse varemtoodud põhimõttel ja nurk $\beta = 60^\circ$.

Nukkide kuju siduri diametraaltasapinnas võib esineda põhiliselt joonisel 54 toodud variantide järgi. Nurga γ suurus valitakse antud juhul $2-8^\circ$.

Et kindlustada siduri head sisselülimist, peavad võllid olema hästi tsentreeritud ja liikuv siduripool hästi juhitud ning kergelt liikuv. Siduripoolte kerge liikuvuse saavutame survepinge vähendamisega liistu (või hammasvõlli) külgpindadele, milleks valime rummu pikkuse $l \geq 1,5d$ kuni $2d$.

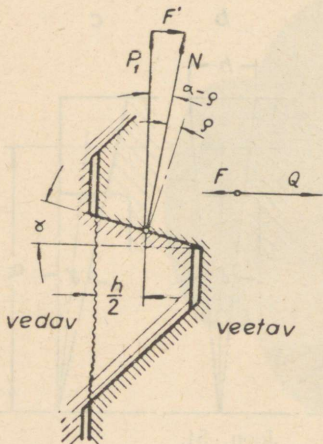
Jätku lülitavaid sidureid siduripoolte otspindadesse kujundatud nukkidega võime hea eduga asendada ka kahe hammasrattaga, mispuhul ühe siduripoolte kujundaks välishammastikuga hammasrattas ja teise sama hammaste arvuga sisehammastikuga hammasrattas. Viimati mainitud konstruktsiooni eelistest tuleb nimetada, et:

- 1) evolventhammaste valmistamine on lihtsam;

2) ühte siduripoolt võime peale siduri lahtilülimist kasutada hammasrattana;

3) hammaste tööpindade kulumine on väiksem, kuna ühesuguste gabaariitmõtude juures kujuneb hammaste üldine töötav pind suuremaks kui nukkidel.

Siduri materjaliks võib olla malm C4, 21-40 (lihtsatel, seisu ajal lülitavail sidureil) või vastutusrikkamail juhtudel terased Cr. 5, 15 ja 20X, mis suurema kulumiskindluse ja tugevuse saavutamiseks töödeldakse termiliselt kõvaduseni $H_{Rc} = 56-62$.



Joon. 55.

Lülitavate nukk- ja hammassidurite arvutamise aluseks võetakse tavaliselt arvutuslik väändemoment kM_v . Täpsema kontrollarvutuse teostamisel on vajalik lähtuda tekkivast dünaamilisest koormusest veetava süsteemi käivitamisel ja süsteemi elastsusest.

Siduri nukid arvutatakse pindsurvele ja paindele siduri tööolukorras, eeldades, et väändemomendi ülekandmisest võtavad osa kõik nukid ja koormus jaotub viimaste vahel ühtlaselt; seega

$$\sigma_{ps} = \frac{P_1}{F_1} = \frac{(M_v)_a}{F_1 R z} \leq R_{ps}, \quad (75)$$

$$\sigma_p = \frac{P_1 h}{2W_1} = \frac{(M_v)_a h}{W_1 R z} = R_p, \quad (76)$$

kus P_1 on ühele nukile langev arvutuslik koormus (joon. 55),

F_1 — ühe nuki töötava pinna projektsioon diametraaltasapinnale,

R — nuki keskmine kaugus võlli teljest,

h — nuki kõrgus,

W_1 — nuki ohtliku lõike vastupidavusmoment (joon. 55),

σ_{ps} — pindsurvepinge, mille lubatavad suurused võib valida termiliselt töödeldud tööpindadele järgmiselt:

kui lülimine toimub seisua ajal, siis R_{ps} valitakse 900—1200 kg/cm²,

„ „ „ aeglasel käigul, siis R_{ps} „ 500—700 „ „

„ „ „ kiirel käigul, siis R_{ps} „ 350—450 „ „

σ_p — paindepinge, mille lubatav suurus valitakse sõltuvalt materjalist ja mõjuva koormuse iseloomust.

Siduri sisse- ja väljalülimiseks vajalikud jõud määratakse, võttes aluseks tekkivaid hõõrdejõude nukkide tööpindadel ja siduripoolse juhtpinnal (joon. 55):

$$Q = F \pm F' = f' \frac{2(M_v)_a}{d} \pm \frac{(M_v)_a}{R} \tan(\alpha - \varrho) = 2(M_v)_a \left[\frac{f'}{d} \pm \frac{\tan(\alpha - \varrho)}{2R} \right], \quad (77)$$

kus märk (+) on kehtiv siduri sisselülimisel, märk (—) siduri väljalülimisel,

Q on lülitusjõud,
 F — hõõrdejõu aksiaalne komponent nuki tööpindadel,
 F' — hõõrdejõud siduripoole juhtpinnal,
 f — hõõrdeegur „
 f' — hõõrdeegur „
 $f - \tan \varrho$ — nukkide tööpindade vaheline hõõrdeegur,
 d — võlli läbimõõt.

Valemist (77) selgub parameetrite R_1 , a ja ϱ mõju lülitusjõule Q ja samast saame määrata ka ise-lahtisidurdamise tingimuse. Ise-lahtisidurdamine toimub, kui

$$\frac{f'}{d} > \frac{\tan(\alpha - \varrho)}{2R},$$

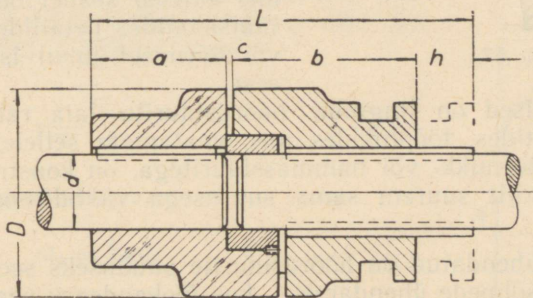
või teisiti, kui

$$\tan \alpha < \frac{f\left(1 + \frac{f'}{f} \cdot \frac{2R}{d}\right)}{1 - f \cdot f' \cdot \frac{2R}{d}}.$$

Kui võtta $f \approx f'$ ja $f \cdot f' \approx 0$, siis

$$\tan \alpha < f\left(1 + \frac{2R}{d}\right), \quad (78)$$

millest järgneb, et suhe $\frac{2R}{d}$, mis on alati suurem kui üks, on määrava tähtsusega α valikul. Hõõrdeegurid f ja f' on määratavad ligikaudselt ($f \approx f' \approx 0,15-0,20$).



Joon. 56.

Tabel 15.

Lülitava nukksiduri (joon. 56) põhimõõted mm.

d	D	L	a	b	C	h	Siduri kaal kg
35—40	100	200	70	95	5	30	8
55—60	150	275	90	139	6	40	20
80	200	350	110	182	8	50	45
100	250	435	140	225	10	60	89
125	300	500	160	260	10	70	142

Joonisel 56 (tabel 15) on esitatud lihtsaima lülitava nukksiduri konstruksioon, mis on analoogiline paisumissiduriga, erinedes viimasest selle poolest, et üks siduripool on kinnitatud võllile aksiaalse liikumise võimalusega.

2. Lülitavad hõõrdsidurid.

Erinevalt varemtoodust toimub hõõrdsidurite juures väändmomendi ülekandmine vastavate hõõrdpindade kokkusurumisel tekkivate hõõrdejõudude kaudu.

Võrreldes jääkade lülitavate siduritega omavad lülitavad hõõrdsidurid eksploatatsioonilisest seisukohast lähtudes tuntavaid eeliseid, ja nimelt:

1) nad võimaldavad ühendada ja lahutada vedavat ja veetavat võlli ükskõik millise suurusega nurkkiiruste vahe puhul, teiste sõnadega, võttes nurkkiiruste vahe väärtuseks tema võimaliku maksimumi, s. o. ω_1 (vedava võlli nurkkiiruse), võime ühendada temaga ka täiesti seisvat võlli;

2) veetava süsteemi käivitamine võib toimuda täiesti sujuvalt, seega võime vältida tekkida võivaid dünaamilisi lööke;

3) juhuslikul ülekoormusel tekib libisemine siduri tööpindade vahel, mis kaitseb seadet ohtlike deformatsioonide, detailide ülepingestuse või äärmisel juhul isegi purunemise eest.

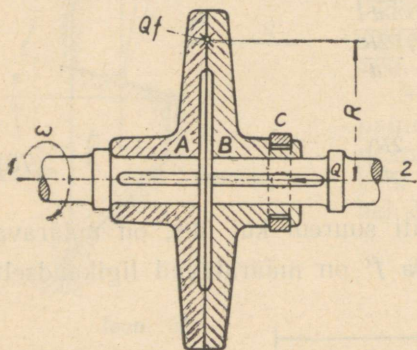
Nimetatud eelised on tinginud hõõrdsidurite laia rakenduse mitmesugustes agregaatides, tööpinkides jms. vaatamata sellele, et hõõrdsidur, võrreldes lülitavate nukk- või hammassiduritega, on konstruksioonilt keerukam ja gabariidilt suurem sama suurusega väändmomendi ülekandmisel.

Nagu varem tähendatud on hõõrdsidurite puuduseks see, et neid ei saa kasutada selliste sõlmede ühendamisel, kus ülekandearv peab olema püsiva suurusega, kuna siduri tööpindade suhteline libisemine võimaliku ülekoormuse tagajärjel tingib ka ülekande arvu vastava muutumise.

Et saada ettekujutust hõõrdsiduri lülimisel tekkivast olukorrast tutvume lähemalt hõõrdsiduri lülamise teoriaga.

Joonisel 57 skemaatiliselt esitatud hõõrdsiduri poolte *A* ja *B* hõõrdpinnad surutakse lülitusvõru *C* kaudu mingisuguse jõuga *Q* teineteise vastu, mille tagajärjel tekib hõõrdejõud *Qf*, kus *f* on hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur. Tekkiv hõõrdejõu moment $QfR = M_{v1}$ (kus *R* on hõõrdpindade keskmine raadius) peab ületama käivitamisel tekkivad ja olemasolevad takistused, millisteks on

1) käitatavate masside inertstakistused,



Joon. 57.

2) kasulik koormus ja ajamite elementide hõõrdetakistused (mida üldiselt nimetame välistakistuseks).

Nimetatud takistuste ületamise iseloom ja kiirus oleneb otseselt survejõust Q . Nimetatud jõudu võib sidurdamise perioodi kestel soovikohaselt muuta (näiteks nullist maksimumini) või hoida kohe sidurdamise algusest alates konstantsena. Vastavalt jõu Q mõjumise iseloomule korraldub ka ülekande teostumine veetava võlli kiirendusperioodil, kuni lõpuks, kui veetav võll omab vedava võlliga võrdset nurkkiirust, s. o. ω_1 , kaob inertstakistus ja tekib teatav kindel olukord, kus koormusena esineb ainult välistakistus.

Siduri sidestamise käigu teoreetiliseks selgitamiseks jälgime küsimust osade kaupa.

Esimesena vaatleme juhtu, kus koormusena esineb ainult inertstakistus ja puudub välistakistus (jättes tähele panemata ka hõõrdetakistused ajamite elementides). Oletame, et survejõud Q on vabalt muutuva suurusega, hõõrdepindade vaheline hõõrdetegur ei olene siduripoolte suhtelise nurkkiiruse muutumisest, vedava võlli nurkkiirus $\omega_1 = \text{const.}$ ja veetava süsteemi pöörlevate masside sidurile redutseeritud inertsmoment omab teatavat suurust J , siis, arvestades ülaltoodut, saame veetava võlli liikumise (joon. 58) nurkkiirenduse

$$\varepsilon = \frac{M_{v1}}{J} \quad (79)$$

ja nurkkiiruse ajaühikus t

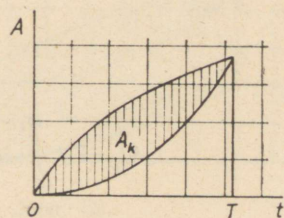
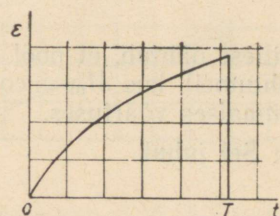
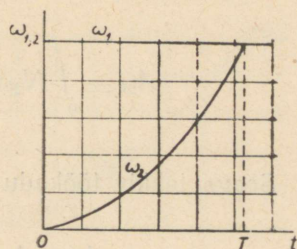
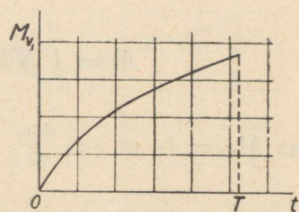
$$\omega_2 = \int \varepsilon dt. \quad (80)$$

Sidurdamisaja T , s. o. aja, mille lõpuks veetav võll omab vedava võlliga võrdset nurkkiirust, määrame tingimusest

$$\omega_1 = \omega_2.$$

Nägu näeme valemist (79) on kiirendus ε olenev ainult M_{v1} suurusest, seega võime järeldada, et ka sidurdamisaja T on olenev põhiliselt väändemomendist M_{v1} ja on seda väiksem, mida suurem on viimane.

Vedava võlli poolt siduri kaudu ülekantavast võimsusest $N_1 = M_{v1}\omega_1$ kasutame veetava süsteemi kiirendamiseks võimsuse osa $N_{2\varepsilon} = M_{v1}\omega_2$, kuna



Joon. 58.

ülejäänud energia $N_1 - N_{2\varepsilon}$ muundub soojuseks hõõrdumise tõttu siduri tööpindade vahel viimaste suhtelise libisemise tagajärjel.

Tekkiva kao määrame sidurdamisaja T vältel antud ja kasutatud tööhulkade kaudu. Siduri poolt antud töö hulk

$$A_1 = \int_0^T N dt = \int_0^T M_{v_1} \omega_1 dt = J \omega_1 \int_0^{\omega_1} d\omega_2 = J \omega_1^2, \quad (81)$$

kus $M_{v_1} = I\varepsilon$ ja $\varepsilon = \frac{d\omega_2}{dt}$.

Vedava süsteemi kiirendamiseks kasutatud töö hulk

$$A_{2\varepsilon} = \int_0^T N_{2\varepsilon} dt = \int_0^T M_{v_1} \omega_2 dt = J \int_0^{\omega_1} \omega_2 d\omega = J \frac{\omega_1^2}{2}. \quad (82)$$

Seega tekiv töökadu sidurdamisaja T vältel

$$A_k = A_1 - A_{2\varepsilon} = J \omega_1^2 - J \frac{\omega_1^2}{2} = J \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{A_1}{2}, \quad (83)$$

millest nähtub, et pool antavast tööst läheb kaduma. Sama on kehtiv ka juhtumel, kus $M_{v_1} = \text{const.}$ ja mõjub sidurdamise algusest peale oma maksimaalses väärtuses.

Sel juhul

$$\varepsilon = \frac{M_{v_1}}{J} = \text{const.},$$

$$\omega_2 = \varepsilon t,$$

$$A_1 = M_{v_1} \omega_1 T,$$

ja

$$A_{2\varepsilon} = J \int_0^{\omega_1} \omega_2 d\omega = J \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{J \varepsilon^2 T^2}{2} = \frac{M_{v_1} \omega_1 T}{2} = \frac{A_1}{2}. \quad (84)$$

Seega üldjuhul töökadu masside kiirendamisel ei olene sidurdamisjõust ega seadusest, mille järgi viimane muutub, oleneb aga viimasest sõltuv seadme käivitamise iseloom. Kui käivitusmoment M_{v_1} mõjub sidurdamise algusest peale oma maksimaalses suuruses, siis tekib löök, mis võib vastavale süsteemile mõjuda ohtlikult, tekitades tugevaid võnkumisi.

Hetkel, mil veetav võll on omandanud vedava võlliga võrdse nurkkiiruse (s. o. $\omega_1 = \omega_2$), kaob momentaalselt ka inertstakistus, vajalik sidur-

damisjõud ja kiirendus muutuvad võrdseks nulliga, ning selle tulemusena tekib teine löök, mis mõjutab nii veetavat kui ka vedavat süsteemi.

Kui ühendatav süsteem on koormatud peale inertstakistuste veel välis- takistusega, mille tasakaalustamiseks vajalik hõõrdemoment siduril on M_{v2} , siis tekib siduri hõõrdepin- dade libisemine senikaua, kuni momendid $M_{v1} = M_{v2}$ ja alles siis, kui $M_{v1} > M_{v2}$, s. t. kui on olemas teatav momendi ülejääk, algab masside kiirendus, s. t. inertstaki- tuse ületamine. Kuni olukorrani $M_{v1} = M_{v2}$ siduri poolt antud töö muundub hõõrdumise tõttu sooju- seks ja läheb seega kaduma.

Joonisel 59 on nimetatud olu- kord tähistatud ajahetkega t_1 .

Hetkel $t_2 > t_1$, kus $M_{v1} > M_{v2}$, saame masside kiirendamiseks rakendada võimsuse

$$N_1 = (M_{v1} - M_{v2})\omega_1, \quad (85)$$

millest osa kasutame otseselt mas- side kiirendamiseks, suuruses

$$N_{1E} = (M_{v1} - M_{v2})\omega_2, \quad (86)$$

kuna ülejäänud energia, suuruses

$$N'_{1E} = (M_{v1} - M_{v2})(\omega_1 - \omega_2) \quad (87)$$

läheb kaduma.

Analoogiline olukord on ka välis- takistuse ületamisel. Siin on siduri poolt antud võimsus

$$N_2 = M_{v2}\omega_1, \quad (88)$$

millest kasutame välis- takistuse tasakaalustamiseks võimsust

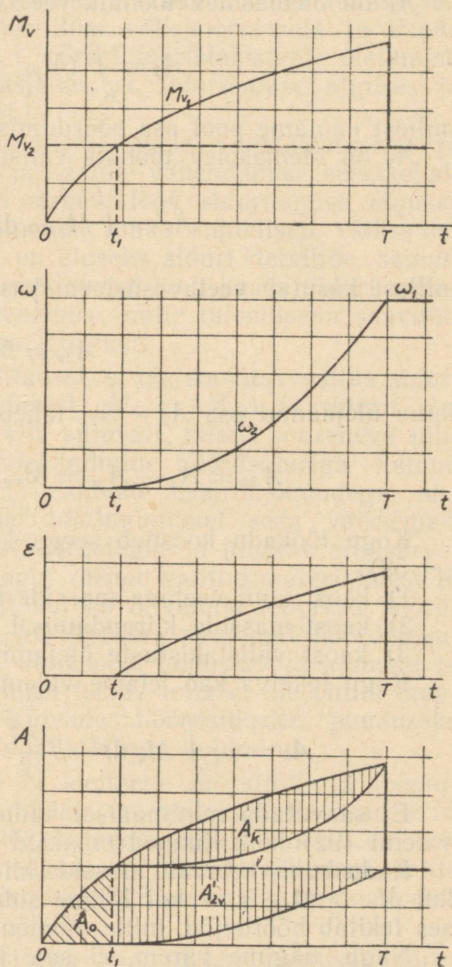
$$N_{2v} = M_{v2}\omega_2. \quad (89)$$

Seega läheb kaduma veel osa antud võimsusest, suuruses

$$N'_{2v} = M_{v2}(\omega_1 - \omega_2). \quad (90)$$

Siduri poolt sidurdamisaja T vältel antud tööhulk

$$A = \int_0^T M_{v1}\omega_1 dt = A_0 + A_1 + A_2, \quad (91)$$



Joon. 59.

kus A_0 on sidurdamisperioodil t_1 kaduma läinud töö.

$$A_0 = \int_0^{t_1} M_{v1} \omega_1 dt,$$

A_1 on olemasolev tööhulk veetavate masside kiirendamiseks.

$$A_1 = \int_{t_1}^T (M_{v1} - M_{v2}) \omega_1 dt = J \omega_1^2,$$

millest kaotame pool osa hõõrdumise teel tekkiva soojuse kujul.

A_2 on olemasolev tööhulk välistakistuse ületamiseks.

$$A_2 = \int_{t_1}^T M_{v2} \omega_1 dt = M_{v2} (T - t_1) \omega_1,$$

millest kasutab veetav süsteem kasulikult

$$A_{2v} = M_{v2} \int_{t_1}^T \omega_2 dt,$$

kuna ülejäänud osa $A_2 - A_{2v}$ läheb kaduma.

$$A'_{2v} = A_2 - A_{2v} = M_{v2} (T - t_1) \omega_1 - M_{v2} \int_{t_1}^T \omega_2 dt.$$

Kogu töökadu koosneb seega kolmest osast (viirutatud pinnad joonisel 59):

- 1) kaost kuni veetava masside kiirendamiseni,
- 2) kaost masside kiirendamisel ja
- 3) kaost välistakistuste ületamisel.

Kogu tekkiva kao leiame valemiga

$$A_k = \omega_1 \int_0^{t_1} M_{v1} dt + J \frac{\omega_1^2}{2} + M_{v2} [\omega_1 (T - t_1) - \int_{t_1}^T \omega_2 dt]. \quad (92)$$

Et saavutada minimaalset kadu, peame sidurdamise viima läbi nii, et valemi (92) kõik liikmed omaksid minimaalseid väärtusi.

Kadu kuni veetavate masside kiirendamiseni väheneb kuni nullini juhul, kui $M_{v1} > M_{v2}$, s. o. kui lülime sidurit jõuga, mis kohe sidurdamise alguses tekitab hõõrdejõu, mille moment ületab välistakistuse.

Nagu nägime varem, ei saa kadu veetavate masside kiirendamisel vähendada.

Valemi kolmandat liiget, s. o. kadu välistakistuste ületamisel, saame vähendada juhul, kui sidurdamisega T lühendada. Selle saavutamiseks on vajalik, et M_{v1} omaks kohe sidurdamise alguses maksimaalset vajalikku suurust ja oleks konstantne kogu sidurdamise perioodi vältel. Esitatud tingimus selgub ka veetava võlli nurkkiirust määravast valemist

$$\omega_2 = \int_{t_1}^T \frac{M_{v1} - M_{v2}}{J} dt. \quad (93)$$

Igal juhul on kogu tekkiv töökadu siduri sidestamisel välistakistuse olemasolul suurem või äärmisel juhul võrdne poole sidurdamisaja T vältel antud tööhulgaga, olenedes momendi M_{v1} mõjumise viisist.

Analüüsidest nüüd saadud tulemusi, näeme, et kadude vähendamise seisukohalt on otstarbekohane lülida sidur ilma väliskoormuseta ja lisada väliskoormus alles siis kui $\omega_1 = \omega_2$, s. t. pärast inertstakistuste ületamist. Ainukeseks puuduseks on sel puhul asjaolu, et sidurdamise alguses ja lõpus tekivad võrdlemisi tugevad löögid.

Koormates süsteemi sidurdamise algusest peale välistakistusega ja andes momendile M_{v1} sidurdamisaja T ja kadude vähendamise seisukohalt maksimaalse ja püsiva suuruse, tekib tugev löök sidurdamise alguses (M_{v1}), kuna löök sidurdamise lõppmomendil omab suhteliselt väiksemat väärtust ($M_{v1} - M_{v2}$). Kuna aga M_{v1} on aluseks siduri detailide, samuti võllide tugevusarvutusele, siis M_{v1} suurendamine toob kaasa siduri gabariidi ja ühtlasi ka inertsmomendi suurenemise, mille tulemusena saavutatav töökaotus vähenemine omab tähtsusetut suurust.

Seega lähtudes praktilistest seisukohtadest, ei ole soovitatav valida siduri varutegurit suuremana tegelikust vajadusest ($M_{v1} = kM_{v2}$) ja sidurit järsult lülida. Siduri lülitamine tuleb läbi viia sujuvalt, kiirelt suureneva lülitusjõuga Q . Kuna väändmomendi ülekandmine hõõrsiduriga toimub viimase hõõrdpindade kokkusurumisel tekkivate hõõrdejõududega, siis hõõrsiduri gabariitmõõdet on samadel töötingimustel seda väiksemad, mida suurem on hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur ja lubatav pindsurvepinge. Hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur oleneb valitud materjalidest ja siduri tööviisist — esinevad nii kuivalt kui ka õlivannis töötavad hõõrsidurid. Kuivad hõõrsidurid omavad paremusena suuremat hõõrdetegurit ja võimalust kujundada siduri sõlm väljaspool määritavaid ajameid ja laagreid, seega siduri tööpingade kulumisel tekkiv tolm ei ole ohtlik laagreile ega ka teistele liugpindadele. Kuivade hõõrsidurite puuduseks on nende kiirem kuumenemine ja tööpingade kiirem kulumine.

Olitatud tööpingadega hõõrsidurid ei kuumene nii kiirelt ja tööpingade kulumine on tunduvalt väiksem, seega on nad rakendatavad eriti sageli lülitatavate siduritena. Olitatud tööpingadega hõõrsidureid on võimalik asetada määritatavate ajamite lähedusse või otseselt õlivanni, mille tulemusena on võimalik kujundada ajamisõlme konstruktsioon kompaktsamana.

Hõõrsidurite hõõrdelementide paaridena kasutatakse põhiliselt järgmisi materjale. Metallid metallidega: teras — teras, teras — malm, malm — malm, harvemini teras — pronks või teras — messing. Metallid mittemetallidega: teras või malm — puit, nahk, kork, pressitud ja immutatud asbest, ferodo, tekstoliit, fiiber. Laia leviku on omandanud ka erilised sidurpindade materjalid, mis on valmistatud metallpulbreist pressimis teel paakumistemperatuuril — nimetatud materjalid koosnevad peamiselt messingpulbrist (60—75%), kus lisandina esinevad tsink, raud, tina, plii ja grafiit.

Olitatud hõõrdpindade puhul leiavad kasutamist peamiselt termiliselt töödeldud terased.

Hõõrdpindade materjalide paari valiku aluseks on siduri töötingimused, võimalik tööpindade kulumine, kulud seoses siduri või sidurielementide asendamisega, hõõrdpindadevahelise hõõrdeteguri olenevus pindade suhtelisest kiirusest, lubatav pindsurve, töötemperatuur ja jahutamistingimused.

Hõõrdsidurites enamkasutatavate materjalide hõõrdetegurid ja lubatavad pindsurvepinged, mida soovib *ЭНИМС*¹ on esitatud tabelis 16.

Tuleb kohe märkida, et hõõrdetegur siduri hõõrdepindadel ei ole mitte püsiva iseloomuga, vaid oleneb siduri töötingimustest, nagu pindsurve iseloomust, pindade suhtelisest libisemiskiirusest, hõõrdpindade pinna seisukorrast, temperatuurist, hõõrdpindade tegelikust kokkupuutepinna suuruselt jne.

Tabel 16.

Hõõrdpindade materjal	Hõõrdetegur f_0			Lubatav pindsurvepinge R_{ps} kg/cm ²	
	õlitatud	vähe õlitatud	kuiv	ketasidurid	koonusidurid
Karastatud teras — karastatud teras	0,08	0,1	—	4—6	—
Teras — malm	0,10	0,12	0,15	2,5—3	4
Teras — pronks	0,08	0,11	—	4—5	6
Teras — ferodo	—	0,25	0,3	2—2,5	3
Teras — fiiber	0,10	0,17	0,2	3,5—4	—
Teras — tekstoliit	0,10	0,12	0,15	5—6	—
Malm — malm	0,12	0,15	0,17	2,5—3	4
Malm — pronks	0,12	0,15	0,17	—	4

Märkus: suuremat R_{ps} väärtust tuleb kasutada väikese arvu ketaste ja väiksemat — suurema arvu ketaste korral. Õhukeste terasketastega lamellidurite puhul tuleb R_{ps} valida 30% väiksem.

Suhtelise kiiruse mõju arvestamiseks soovib *ЭНИМС* kasutada tabelis 17 antud väärtusi, kus $f = \beta f_0$.

Tabel 17.

Joonkiirus hõõrdpindade keskmisel läbimõõdul m/sek	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	13	15
β	1,35	1,19	1,08	1	0,94	0,86	0,8	0,75	0,68	0,63	0,59	0,55

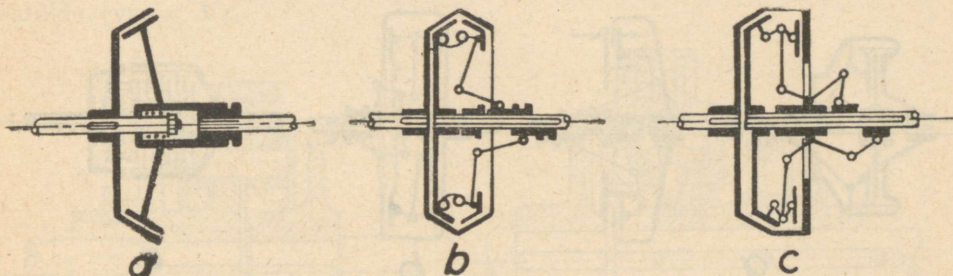
Kuna hõõrdetegur ei esita mingisugust kindlat suurust, siis siduri arvestamisel on soovitatav kasutada f minimaalsemaid väärtusi ja kujundada

¹ *ЭНИМС* — Tööpingiehitustööstuse Eksperimentaalne Uurimise Instituut.

sidur reguleerimisvõimalusega pindsurve osas, kusjuures tuleb kindlustada pindsurve püsivus ka hõõrdpindade kulumisel.

Väljudes hõõrdsidurite tööpindade kujundusest, jaotatakse sidurid kolme gruppi: koonilisteks, silindrilisteks ehk radiaalseiks ja ketas- ehk aksiaalseiks siduriteks.

Iga grupp jaotub, olenevalt siduri konstruktsioonist, veel alaliikidesse:



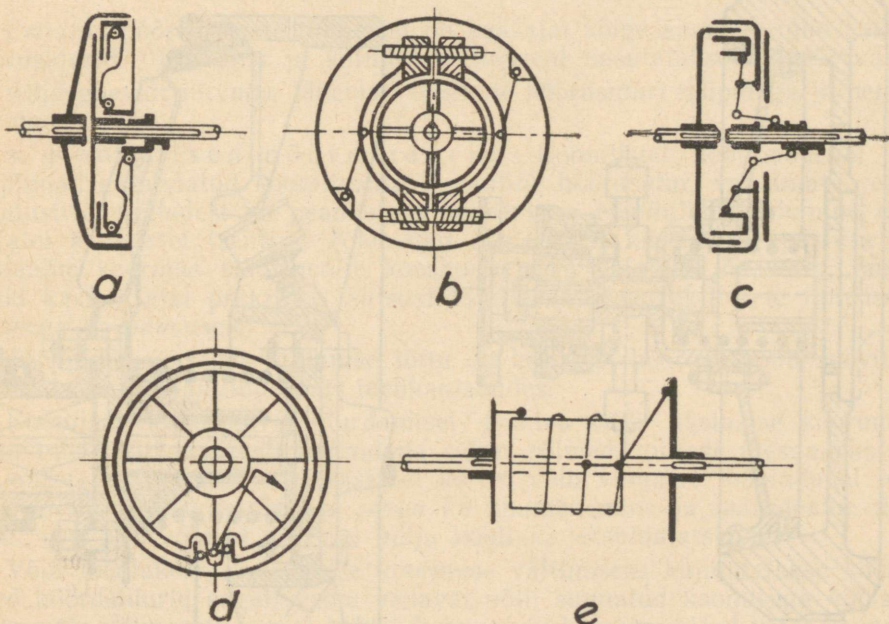
Joon. 60.

a. koonilised hõõrdsidurid:

ühepoolse koonusega hõõrdsidurid, koonuse suunaga vedava võlli poole või vastu (joon. 60a),

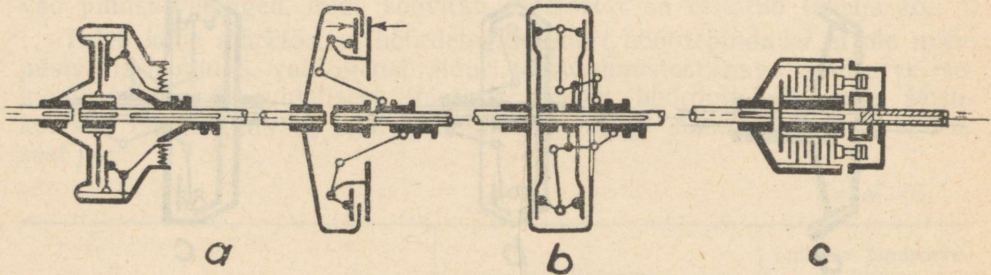
kahepoolse koonusega hõõrdsidurid (joon. 60b),

kombineeritud ketas- ja koonus-hõõrdsidurid (joon. 60c);



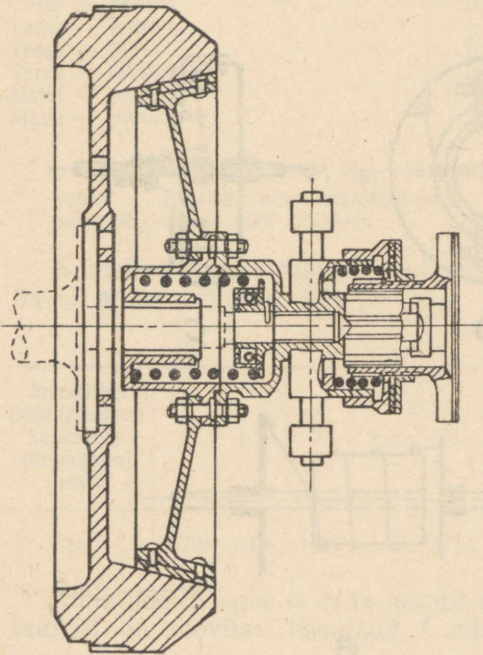
Joon. 61.

- b. silindrilised hõõrdsidurid:
 sisepakkudega (joon. 61a),
 välispakkudega (joon. 61b),
 kaksipakkudega (joon. 61c),
 vedru silindri sisepinnal (joon. 61d),
 vedru silindri välispinnal (joon. 61e);

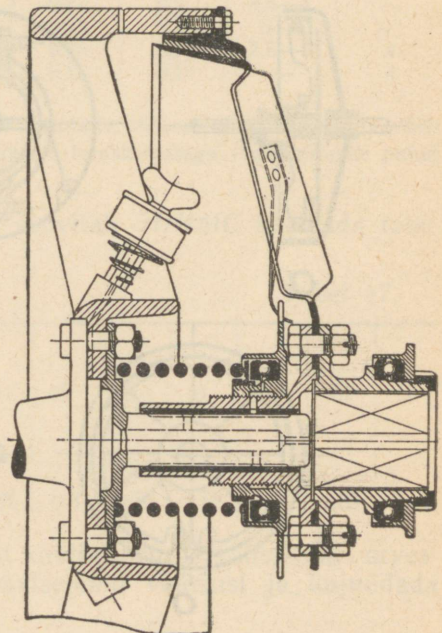


Joon. 62.

- c. ketas-hõõrdsidurid:
 ühe kettaga (joon. 62a),
 kahe kettaga (joon. 62b),
 paljukettalised ehk lamellsidurid (joon. 62c).

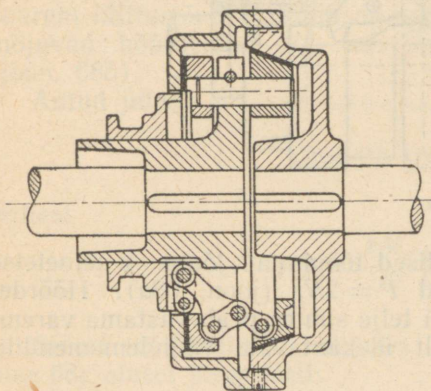


Joon. 63.

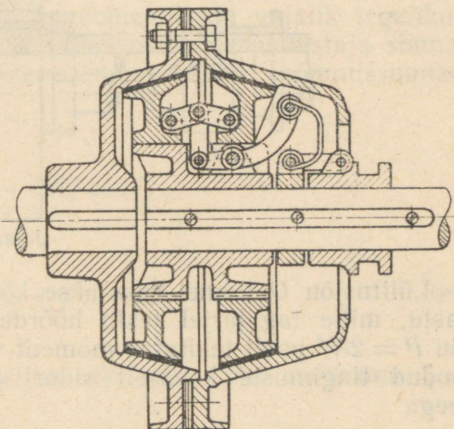


Joon. 64.

Kõigi esitatud hõõrdsidurite juhitavust võib kujundada kas mehaaniliselt, pneumaatiliselt, hüdrauliliselt või elektriliselt juhitavaks. Sageli leiame ka automaatselt töötavaid hõõrdsidureid, mis lülituvad sisse või välja vedava võlli teatud pöörete arvu juures või on võimelised üle kandma ainult teatava kindla suurusega väändemomenti. Viimatimainitud hõõrdsidureid nimetatakse üldiselt kaitsesidureiks, milledega tutvume vastavas peatükis (vt. pt. V).



Joon. 66.



Joon. 65.

Esitatud hõõrdsidurite tüüpidest on kaasajal kõige enam levinud ketas-hõõrdsidurid. Koonilisi ja silindrilisi sidureid kasutatakse üldiselt vähe.

Alljärgnevalt tutvume lähemalt üksikute hõõrdsiduri tüüpidega ja nende arvutusosalustega.

a. Koonilised hõõrdsidurid. Koonilistel hõõrdsiduritel on tööpinnad kujundatud koonilistena. Kooniline hõõrdsidur, vaatamata reale puudustele, milledest on peamisteks hõõrdpinna ebahüppeline kulumine erinevatel kaugustel tsentrist (olenevalt erinevatest kiirustest), püsiv võlli aksiaalne koormus siduripoolte kooshoidmiseks vajaliku jõu tõttu, omab siiski ka kaasajal praktilist tähtsust tänu oma konstruktiivsele lihtsusele ja seega ka odavusele.

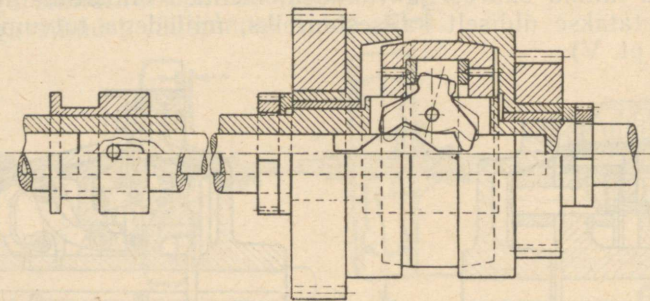
Tööpindade erineva kulumise tõttu on koonilisi hõõrdsidureid soovitatav kasutada harva lahtilülitavais mehhanismides.

Koonilise hõõrdsiduri sidurdamisel tekkiva võlli aksiaalse koormuse tõttu tuleb eriti hoolikalt kujundada siduri sõlmed, millede ülesandeks on aksiaalse jõu ülekandmine, vastasel korral võib viimaste tööpindadel tekkida üleliigne hõõrdetakistus, seega ka kuumenemine ja määrdeaine ülekulu. Sellised sõlmed vajavad palju hoolt ka eksploatatsioonis.

Võlli tööolukorras aksiaalse koormuse vältimiseks kujundatakse koonilised hõõrdsidurid sageli vastu vedavat võlli suunatud koonusega või siis suuremate võimsuste korral kaksik-koonus või kombineeritud ketas-koonus-hõõrdsiduritena.

Kooniliste hõõrsidurite põhilised konstruksioonid on esitatud joonistel 63—67, millised on arusaadavad ilma lisaseletusteta.

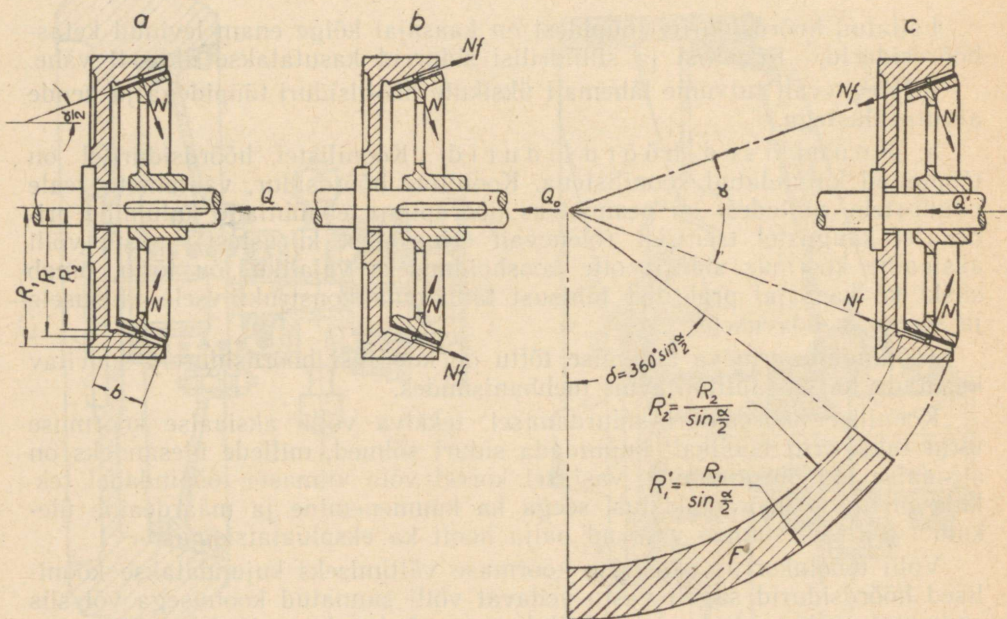
Koonilise hõõrsiduri lülitusjõud Q on olenev koonuse tippnurgast α ja on antud väändmomendi juures seda väiksem, mida väiksem on koonuse tippnurk α (joon. 68a).



Joon. 67.

Lülitusjõu Q toimel surutakse koonilised tööpinnad jõuga N teineteise vastu, mille tagajärjel tekib hõõrdejõud $P = 2Nf$ (joon. 68a). Hõõrdejõu $P = 2Nf$ poolt tekitatav moment võlli telje suhtes peab vastama varemtoodud tingimuste kohaselt siduri poolt ülekantavale väändmomendile, seega

$$2NfR = M_{v1} = kM_v. \quad (94)$$



Joon. 68.

Et nimetatud tingimus oleks täidetud, peab lülitusjõu Q suurus olema

$$Q = 2N \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{kM_v}{fR} \sin \frac{\alpha}{2} \quad (95)$$

Nagu järeldub valemist (95), on kõigil teistel võrdseil tingimusil lülitusjõud Q seda väiksem, mida suurem on hõõrdetegur f ja tööpindade keskmine raadius R ning mida väiksem on koonuse tippnurk α .

Koonilise hõõrdsiduri sisselülamise lõppmomendil on vajalik tegelikult suurem lülitusjõud Q , kuna on tarvis ületada koonuse moodustaja suunas mõjuvad hõõrdejõud Nf , mis on suunatud vastu Q mõjumissuunale (joon. 68b).

Antud juhul

$$Q_0 = 2N \sin \frac{\alpha}{2} + 2Nf \cos \frac{\alpha}{2},$$

millest

$$Q_0 = \frac{kM_v}{fR} \left(\sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \frac{\alpha}{2} \right). \quad (96)$$

Siduri väljalülamise alguses vajaliku aksiaalse jõu määrame joonise 68c alusel järgmiselt:

$$2N \sin \frac{\alpha}{2} + Q' = Q_0 + 2Nf \cos \frac{\alpha}{2},$$

millest

$$Q' = Q_0 + \frac{kM_v}{fR} \left(f \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} \right). \quad (97)$$

Et vältida kooniliste tööpindade kinnikiilumist ja siduri väljalülamiseks vajaliku aksiaalse jõu asjatut suurenemist, peab koonuse nurga $\frac{\alpha}{2}$ valima suurema kui hõõrdenurga. Kui kinnikiilumist ei esine, on siduri väljalülamiseks vajalik vaid katkestada jõu Q mõjumine, seega

$$Q' \leq Q_0.$$

Et see tingimus oleks täidetud, peab

$$\sin \frac{\alpha}{2} \geq f \cos \frac{\alpha}{2},$$

millest

$$\tan \frac{\alpha}{2} \geq f \text{ ja } \frac{\alpha}{2} \geq \varrho,$$

kus ϱ on hõõrdpindade vaheline hõõrdenurk.

Aluseks võttes ülekantavat väändemomenti, tööpindadevahelist hõõrdetegurit ja lubatavat pindsurvet, määrame koonilise hõõrdsiduri vajalikud konstruktiivsed mõõted, tingimustest

$$kM_v = R_{ps} F f R \approx R_{ps} f \cdot \frac{R_1 + R_2}{2} \cdot \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)}{\sin \frac{\alpha}{2}} = R_{ps} f \pi \cdot 2R^2 b, \quad (98)$$

kus $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ on siduri tööpinna keskmine raadius; $R = 3d$ kuni $4d$, kus

d on võlli läbimõõt;

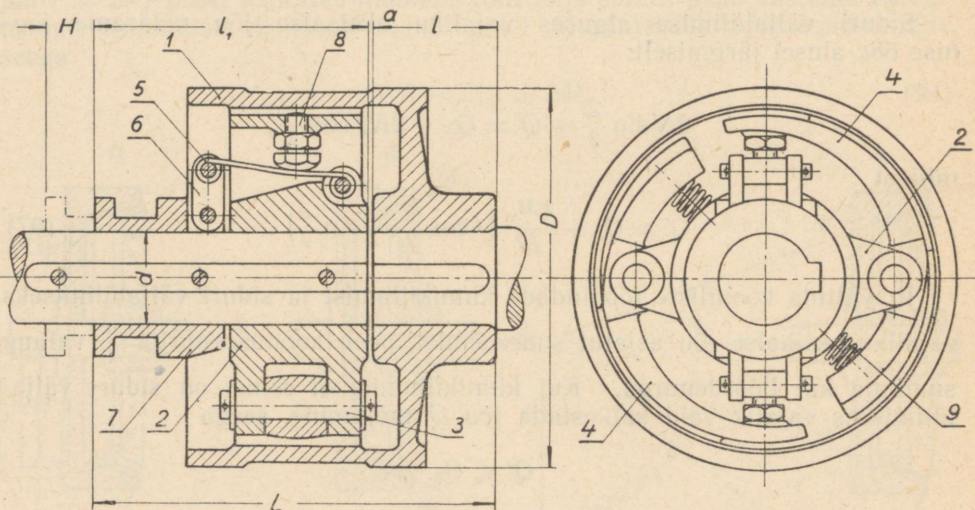
R_{ps} — lubatav pindsurvepinge;

f — tööpindadevaheline hõõrdetegur;

b — tööpinna tegelik laius ($b:r$ valitakse tavaliselt piires 0,3–0,5);

F — tööpinna suurus.

Analoogiline arvutuskäik on kehtiv ka kaksik-koonus- ja kombineeritud ketas-koonussidurite puhul. Antud juhul tuleb arvestada kõigi hõõrdpindade mõõteid, vastavaid hõõrdetegureid ja lubatavaid pindsurvepingeid.



Joon. 69.

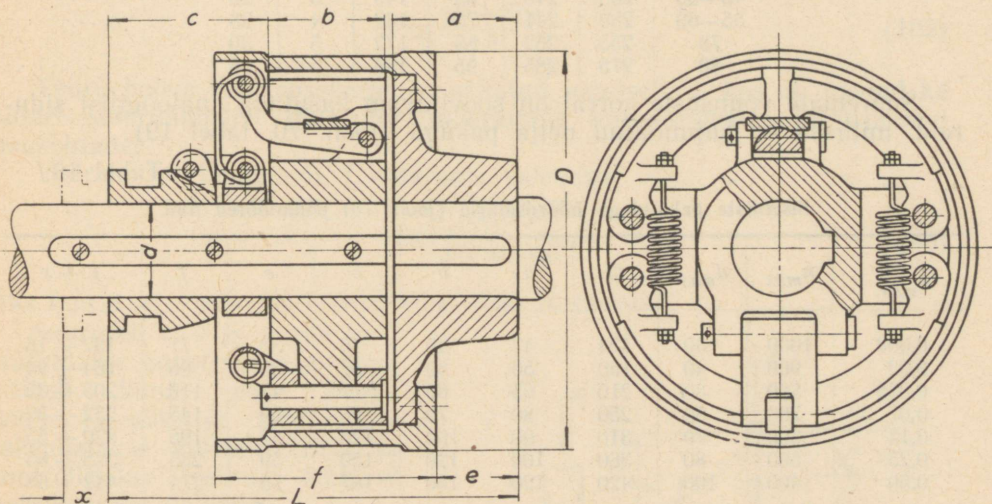
b. Silindrilised hõõrdsidurid. Silindrilised hõõrdsidurid koosnevad põhiliselt silindrilisest trummist ja radiaalselt liikuvaist pakudest, mis haaravad silindrilist trummi viimase sise- või välispinnalt. Pakud võivad olla asendatud ka silindrilise vedrurõngaga (omades ühte või mitut keeret), mille radiaalne liikumine saavutatakse vedrurõnga läbimõõdu muutmisega lülitisjõu abil.

Silindrilised hõõrdsidurid, võrreldes teiste hõõrdsidurite tüüpidega, on gabariitmõõteilt tuntavalt suuremad ja omavad koos sellega ka suuremat

kaalu. Lülitusjõud, võrreldes kooniliste siduritega, on samuti märgatavalt suurem.

Silindriliste hõõrsidurite ainukeste paremustena tuleks märkida: a) väikest tundlikkust võllide telgede rist-suunalise nihke suhtes, kuna pakude ühendus pakude ristikuga ei ole üldiselt jäik, võimaldades mõningat vabadust pakude liikumisel, ja b) aksiaalse koormuse puudumist võllil.

Silindrilised hõõrsidurid omasid peamist tähtsust suurte transmisiioonide ajastul (tsentraliseeritud jõuallikaga ajamid), millest on ka pärit terve rida vastavaid, suurtele võimsustele ette nähtud sidurikonstruktsioone.



Joon. 70.

Kaasajal leiavad silindrilised hõõrsidurid rakendamist ainult väiksemate võimsuste juures, kusjuures enamlevinumad on sisemiste pakude ja vedrurõngastega hõõrsidurite konstruktsioonid.

Joonisel 69 on toodud sisemiste pakudega hõõrsidur (mõõted tabelis 18). Sidur koosneb vedava võlli otsale kinnitatud tavalisest silindrilisest trumlist 1 ja veetava võlli otsale kinnitatud pakude ristikust 2, mille külge on liigenditega 3 kinnitatud diametraalselt asetuvad pakud 4. Pakkude hõõrdpinnad on kaetud tavaliselt ferodo-lindiga. Pakud surutakse vastu trumli silindrilist sisepinda vedrude 5 ja hoova 6 kaudu. Vedru 5 on samuti liigendiga kinnitatud pakude ristikule, kuna hoob 6 on ühendatud liigendiga lülitusmuhvi 7 külge. Lülitusmuhvi aksiaalse nihutamise saavutataksegi pakude radiaalne liikumine. Pindsurve reguleerimiseks siduri pakudel on ette nähtud kruvid 8.

Siduri sisselülitamiseks lükatakse lülitusmuhv siduri poole, kusjuures ületatakse vedru ülemine surnudseis, millega eemaldatakse ka oht siduri iseiseisvaks väljalülitamiseks.

Pakkude tsentrifugaaljõu tasakaalustamiseks ja siduri väljalülitatud olukorras pakkude trumli pinnast eemaldamiseks on pakud kujundatud sabaga, mis toetuvad spiraalvedrude 9 kaudu pakkude ristikule.

Tabel 18.

Sisemiste pakkudega hõõrsiduri (joon. 69) põhimõõted mm.

d	D	L	l	l_1	a	H
35—40	175	180	55	122	3	24
45—50	200	213	65	145	3	26
55—60	230	241	75	162	4	28
70	255	262	85	172	5	30
80	275	285	95	185	5	35

Suuremate võimsuste korral on soovitam kasutada analoogilisi sidureid, millised on kujundatud nelja pakuga (joon. 70, tabel 19).

Tabel 19.

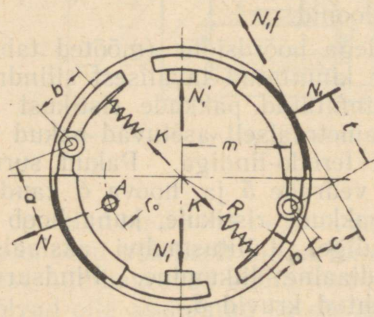
Sisemiste pakkudega hõõrsidurid (joon. 70) põhimõõted mm.

$\frac{N}{n_{max}}$	n_{max}	d_{max}	D	a	b	c	e	f	$L + x$
0,008	1000	30	124	42	40	46	33	77	132 + 16
0,02	900	40	160	55	50	57	35	96	164 + 24
0,035	800	30	210	65	60	77	42	116	205 + 35
0,07	700	60	250	80	70	98	50	143	252 + 38
0,14	600	70	310	90	100	126	53	195	320 + 55
0,25	500	80	360	100	120	150	59	235	375 + 65
0,50	400	100	420	120	150	167	76	274	442 + 68

Ühele pakule vajaliku survejõu N_1 määrame tingimusest

$$2N_1fR = kM_v, \quad (99)$$

kus R on trumli silindrilise sisepinna raadius.



Joon. 71.

Pindsurve paku hõõrdpinnal ei jaotu ühtlaselt, vaid väheneb paku liigendi poole. Siduri arvutamisel lähtutakse keskmisest pindsurvepingest, mis määratakse valemiga

$$\sigma_{ps} = \frac{N}{F},$$

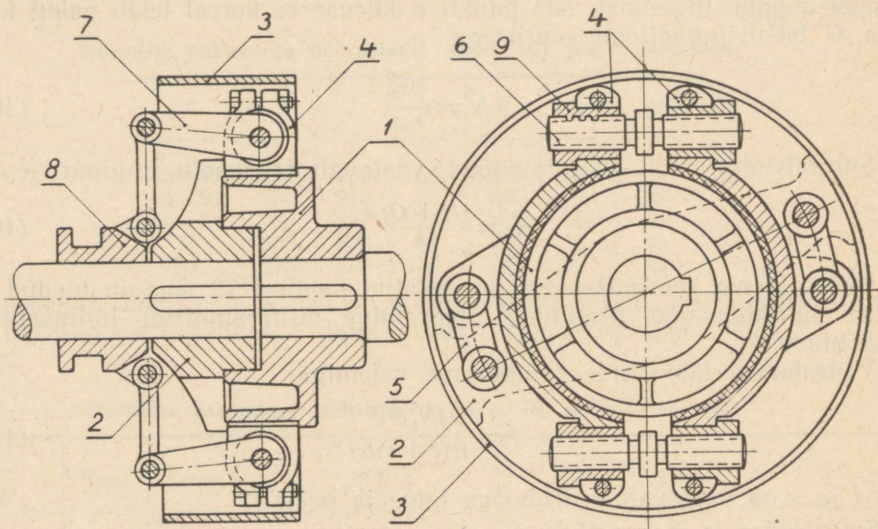
kus F on ühe paku hõõrdpinna suurus.

Vedruhoova vajaliku survejõu määrame jõudude tasakaalu tingimusest (joon. 71)

$$N'_1 = \frac{N_1t + N_1fc + Kb}{m}, \quad (100)$$

kus K on jõud spiraalvedrus.

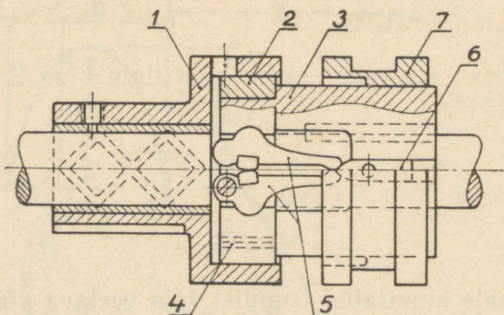
Siduri arvutamisel lähtume analoogiliselt varemtooduga, siduri paku vajalikust survejõust, mille kaudu määrame kruvi läbimõõdu. Kruvi-keerme tõusu ja käikude arvu määrame võimalikust kruvi pöördenurgast.



Joon. 73.

Analoogiliselt pakkudega töötavad ka vedrurõngad, erinevusega ainult selles, et hõõrdpinnana kasutatakse silindri sise- või välispinda kogu ümbermõõdu ulatusel.

Joonisel 74 on esitatud sisemise vedrurõngaga silindriline hõõrsidur, mis on kujundatud võrdlemisi kompaktse konstruktsioonina ja mida kasutatakse peamiselt tööpingi ehituses.

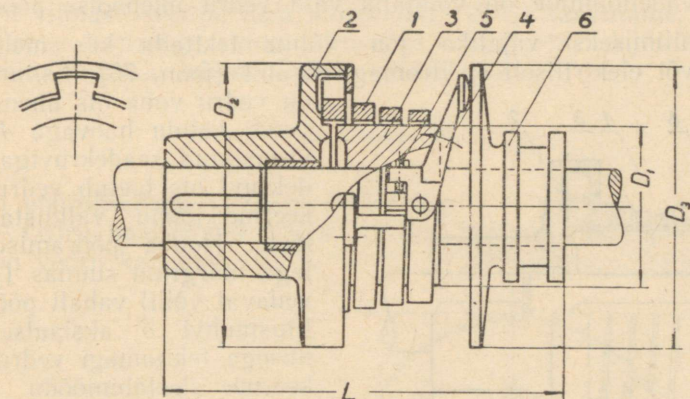


Joon. 74.

silindri 3 vastavasse astmesse. Vedrurõnga pöörlemine silindri 3 suhtes on takistatud liistuga 4. Vedrurõnga lahtisurumine toimub hoobade 5 ja kiilu 6 kaudu. Kiil 6 on kinnitatud lülitusmühvi 7 sisepinnale ja liigub silindri 3 välispinda valmistatud pesas.

Vedruõngas lõigatakse torust, mille välisläbimõõt on veidi väiksem trumli siseläbimõõdust. Peale saadud rõnga läbilõikamist surutakse rõnga otsad laiali ja rõngas treitakse läbimõõdult trumli siseläbimõõduga võrdseks.

Kuna vedru püüab alati kokku tõmbuda, siis esitatud siduri lahtisidurdamiseks on vajalik ületada vaid hõõrdetakistused.



Joon. 75.

Arvestades vedruõnga suhteliselt väikest läbipainet, arvutatakse vedru mõõted, lähtudes lubatavast survepingest R_s :

$$\sigma_s = \frac{N}{F} = \frac{kM_a}{2\pi R f F} < R_s, \quad (105)$$

kus F on vedru ristlõike pindala,

N — vedru laialisurumiseks vajalik jõud: $N = \frac{kM_a}{2\pi R f}$,

f — hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur,

R — trumli silindrilise sisepinna raadius.

Sidurdamiseks vajaliku jõu hoobade ja kiilu kokkupuute joonel määratakse tasakaalu tingimusest.

Hoobade elastsuse saavutamiseks kujundatakse viimased võrdtugeva profiilina, andes ette konstruktiivselt kujuneva pikkuse ja läbivajumise f , kus $f = 2-3$ mm.

Silindri välispinnal töötav vedru hõõrdsidur on kujundatud spiraalse vedruga (joon. 75, tabel 20). Esitatav sidur on konstruktsioonilt äärmiselt lihtne ja omab originaalset tööprintsipi.

Kui ristkülikukujulise ristlõikega spiraalvedru 1, mille üks ots on ühendatud veetava võlli otsale kinnitatud ketta 2 külge, pöörata teatava nurga võrra, väheneb vedru siseläbimõõt ja tekib kontakt vedru sisepinna ja vedru läbiva, vedava võlli otsale kinnitatud silindri 3 välispinna vahel, mille tagajärjel tekkivate hõõrdejõudude mõjul sidur lülitub sisse. Siduri sisselülimine toimub tegelikult automaatselt peale küllaldase kontakti saa-

Vajaliku perifeerse jõu veetava võlli käitamiseks rakenduspunktiga võlli teljest kaugusel R , s. o. silindri raadiusel, leiame valemiga

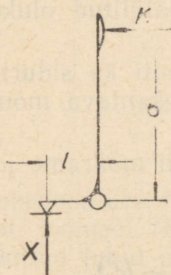
$$P = \frac{kM_a}{R}.$$

Jõu P tasakaalustamiseks peame tekitama vastava suurusega hõõrdejõu vedru viimase keerme lõpu aluspinnal. Selle saavutame, kui tekitame vedru esimese keermega siduri lülumiseks vajaliku hõõrdejõu suurusega P_1 , mille sobiva suuruse leiame Euleri valemi alusel

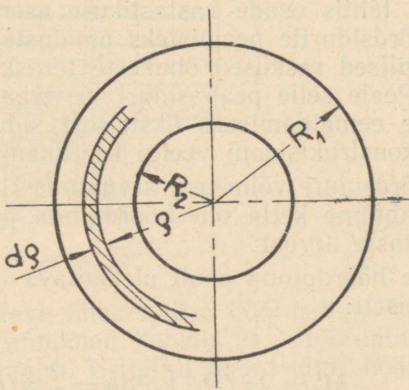
$$P = P_1 e^{f\alpha}, \text{ millest } P_1 = \frac{P}{e^{f\alpha}}, \quad (106)$$

kus f on hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur,

α — vedru haardenurk ülussilindriga (antud juhul $\alpha = 2\pi m$), kus m on vedru keermete arv.



Joon. 77.



Joon. 77a.

Hõõrdejõu P_1 tekitame vedru kokkusurumisel jõuga X , mille määrame valemiga

$$X = \frac{P_1}{2\pi f} = \frac{P}{2\pi f e^{f\alpha}}. \quad (107)$$

Arvestades vedru jäikust, kujuneb X tegelikult 50—100% suuremaks.

Vedruga hõõrdsidurite juures võib lubada hõõrdpindade vahelist pindsurvepinget olenevalt koormuse iseloomust 10—50 kg/cm².

Vajaliku aksiaalse jõu lülitismuhvil määrame tasakaalu tingimusest (joon. 77)

$$Q = \frac{Xl}{a} = \frac{Pl}{2a\pi f e^{f\alpha}}. \quad (108)$$

Vedru ristlõike määrame tugevustingimusest tõmbele. Kuna vedrule mõjuva tõmbejõu suurus on muutlik, siis lähtume vedru ristlõike määramisel võrdtugevuse seisukohalt.

c. Ketas-hõõrdsidurid. Ketas-hõõrdsidurid on kaasajal kõige enam levinumaks hõõrdsiduri tüübiks ja neid kasutatakse peaaegu kõigis masinaehituse harudes. Ketas-hõõrdsidurid, eriti aga viimaste paljukettalised tüübid (lamellsidurid) on konstruktiivselt kooskõlastatavad ükskõik milliste seadmete ja võimsustega. Muutes vaid ketaste läbimõõtu ja arvu, võime paljukettalise hõõrdsiduri kujundada antud väändemomendi juures kas väikese välisläbimõõduga ja pikemana või suure läbimõõduga ja lühemana.

Tavaliselt kasutatakse väändemomendi ülekandmiseks mõlemat ketta külge, et vähendada siduri läbimõõtu ja kindlustada siduri sisselülamiseks vajaliku aksiaalse jõu mõjumatumust võllidele, mis ei ole mitte saavutatav ketta ühe hõõrdpinna kasutamisel (joon. 57).

Ketas-hõõrdsidurid omavad eelistena teiste hõõrdsidurite tüüpide hulgas veel väikest tüüp-mõõdete arvu, väiksemaid gabariit-mõõteid, sujuvat sisselülimist, lihtsat käsitust ja reguleerimist ja annavad hea võimaluse nii tervikkonstruksioonide kui ka nende üksikosa standardiseerimiseks, mis on eriti tähtis osade vastastikuse asendatavuse seisukohalt.

Ketas-hõõrdsidurite peamisteks puudusteks on keeruline konstruktsioon ja tehnoloogilised raskused õhukeste terasketaste termilisel töötlemisel ja lihvimisel. Peale selle peab siduri vertikaalsel asetusel ette nägema abinõud ketaste eemaldamiseks üksteisest siduri väljalülitatud olukorras, mis teeb siduri konstruktsiooni veelgi keerukamaks.

Ketas-hõõrdsiduri võimsuse arvutamisel ja samuti ka siduri dimensioneerimisel lähtume ketta ühe hõõrdpinna poolt ülekantava momendi suurusest ja ketaste arvust.

Ketta ühe hõõrdpinna poolt ülekantava momendi määrame joonise 77a alusel järgmiselt:

$$M_v^1 = 2\pi f R_{ps} \int_{R_2}^{R_1} \varrho^2 d\varrho = \frac{2}{3} \pi f R_{ps} \cdot (R_1^3 - R_2^3), \quad (109)$$

või lähtudes lubatavast pindsurve pingest

$$\sigma_{ps} = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi(R_1^2 - R_2^2)} < R_{ps},$$

saame, et

$$M_v^1 = \frac{2}{3} f Q \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (110)$$

Vajaliku hõõrdpindade arvu määrame, lähtudes tegelikust väändemomendist,

$$m = \frac{k M_v}{M_v^1},$$

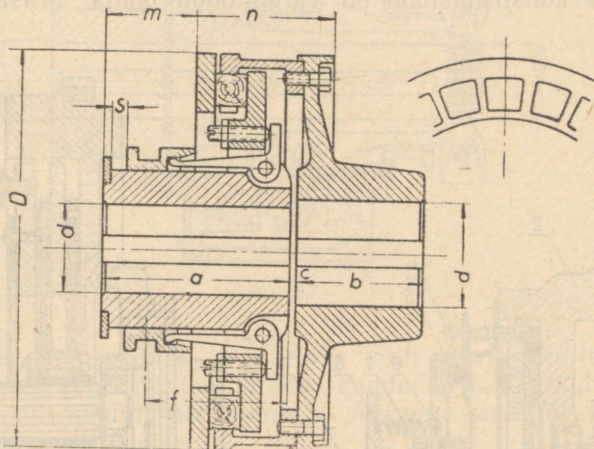
või teisiti

$$kM_v = m \cdot \frac{2}{3} fQ \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}, \quad (111)$$

kus m on hõõrdpindade arv,

R_1 ja R_2 — hõõrdpinna välis- ja siseläbimõõt.

Suhe $R_1 : R_2$ on soovitatav valida piires 0,55—0,8.



Joon. 78.

Transmissioonides rakendatava ühekettalise hõõrdsiduri konstruktsioon on esitatud joonisel 78 ja põhimõõted tabelis 21. Hõõrdpindade materjaliks on antud juhul puit ja malm. Esitatud hõõrdsiduri hõõrdpinna suuruse määramisel tuleb arvesse võtta klotside tegelik otspinna suurus.

Tabel 21.

Ühekettalise hõõrdsiduri (joon. 78) põhimõõted mm.

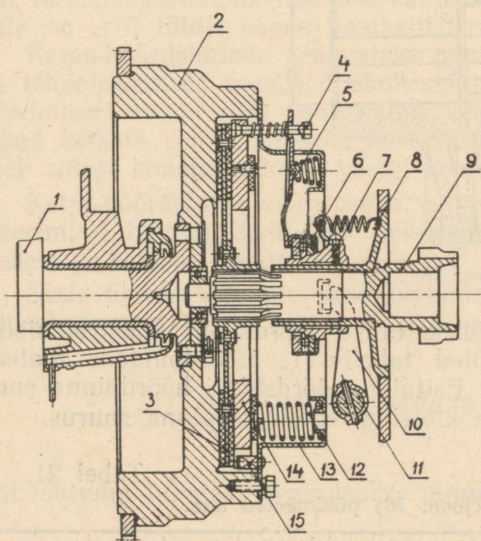
$\left(\frac{N}{n}\right)_{max}$	d	D	n	m	a	b	c	f	s	G kg
0,015	20—40	235	91	65	122	70	3	92	15	22
0,03	30—60	280	98	68	132	80	3	99	15	35
0,045	40—80	330	106	71	142	100	3	107	18	60
0,060	85—100	400	136	89	171	130	4	129	24	95
0,1	90—120	450	154	107	197	150	4	147	27	140
0,18	105—200	550	156	105	205	170	6	155	27	205

Eriti rohkelt leiavad ühekettalised sidurid kasutamist autodes ja traktorites. Üks selline konstruktsioon on esitatud joonisel 79 (ГАЗ-АА). Veetav ketas 3, mis on ühendatud veetava võlliga 9 hammasvõlli abil, on kaetud mõlemalt poolt ferodo-kattega. Vedrude 12 abil surutakse ketas 3 hooratta 2 ja välisketta 14 vahele. Et ketas ei omaks pöördumisvõima-

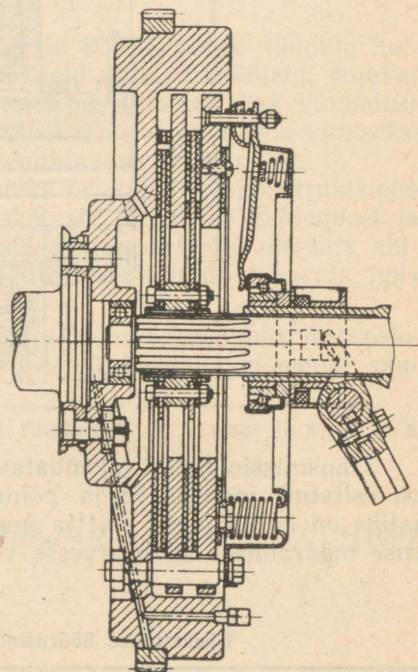
lust hooratta suhtes, on kettasse tehtud vastavad väljalõiked, kuhu asetuvad nokad 15, mis on kinnitatud vedrusid 12 toetava katte külge.

Siduri on pidevalt lülituses. Siduri väljalülimine toimub jalgpedaali abil, millega pööratakse telge 11. Telje 11 külge kinnitatud hoobade 10, lülitusmuhvi 7, tugikuullaagri 6, hoobade 5 ja poltide 4 kaudu surutakse vedrud 12 kokku, mille tagajärjel toimub siduri väljalülimine.

Joonisel 80 on toodud tüüpilisem kahe kettaga hõõrsidur (3HC-5), mille põhiline konstruktsioon on varemtoodu põhjal arusaadav jooniselt.



Joon. 79.

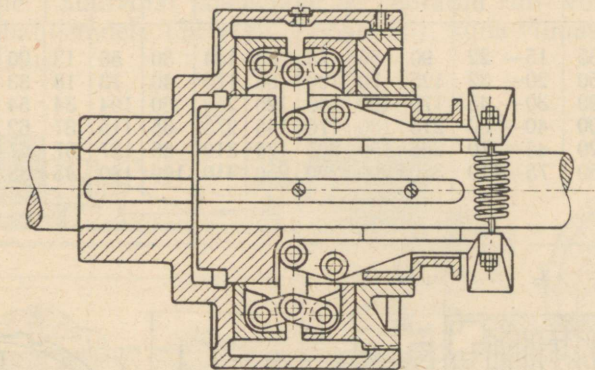


Joon. 80.

Vedavate ketaste juhtimine toimub antud juhul poltide abil. Transmissioonides rakendatav kahekettaline hõõrsidur on esitatud joonisel 81.

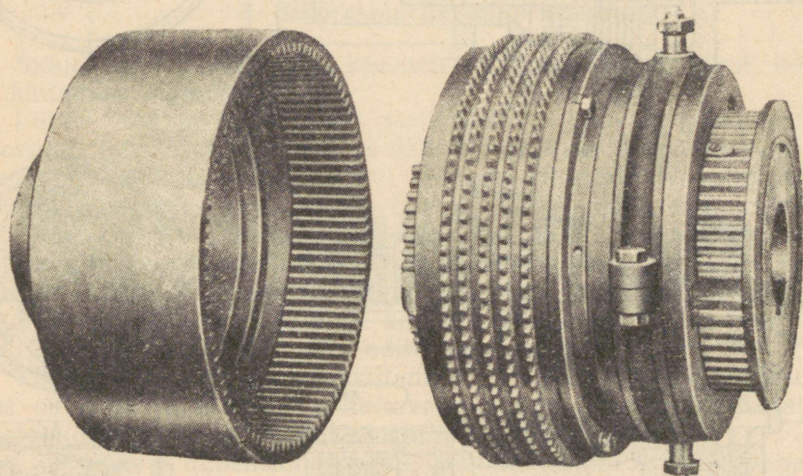
Tööstuslikust seisukohast omavad suuremat tähtsust paljukettalised (lamell-) hõõrsidurid. Summaarseks sise- ja välisketaste arvuks on soovitatav antud juhul valida materjalide teras — teras kasutamisel 7—20, tekstoliit — teras 3—13, malm — teras 3—9 ja ferodo — teras 3—7. Ketaste lahutamiseks siduri väljalülimisel on otstarbekohane kasutada spiraalvedrusid (tavaliselt 3 tükki), mille vajalikud mõõdet määrame vajalikust ketaste vahekaugusest. Nii on näiteks õhukeste teras- ja tekstoliitketaste korral nõutav vahekaugus siduri lahtisidestatud olekus 0,1—0,3 mm, ferodo- või malmketaste puhul vastu terast 0,6—1,2 mm.

Üldises masinaehituses kasutatava paljukettalise hõõrdsiduri konstruktsioon on toodud joonisel 82 ja 83, mõõted on antud tabelis 22. Väliskettad on juhitud vedava võlli otsale kinnitatud trumli sisepinnale val-



Joon. 81.

mistatud soontes ja sisekettad — veetava võlli otsale kinnitatud rummu välispinnale valmistatud soontes, millede kaudu on takistatud nii sise- kui ka välisketaste omavaheline pöördumine. Äärmine sisemine ketas vastan-

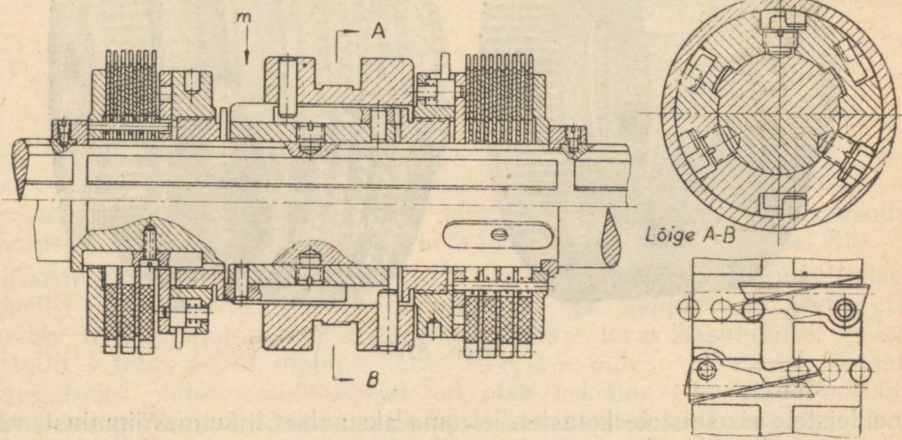
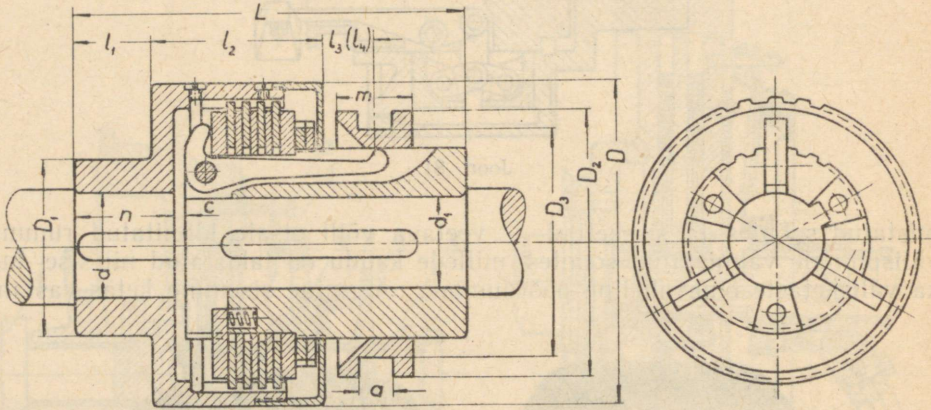


Joon. 82.

dina teistele sisemistele ketastele ei oma aksiaalset liikumisvõimalust, vaid toetub reguleeritavale mutreile, mille kaudu on võimalik reguleerida ketaste vahelist pindsurvepinget. Pindsurvepinge muutmine tekitatakse elastsete hoobade kaudu lülitusmuhvi aksiaalse nihutamisega siduri poole.

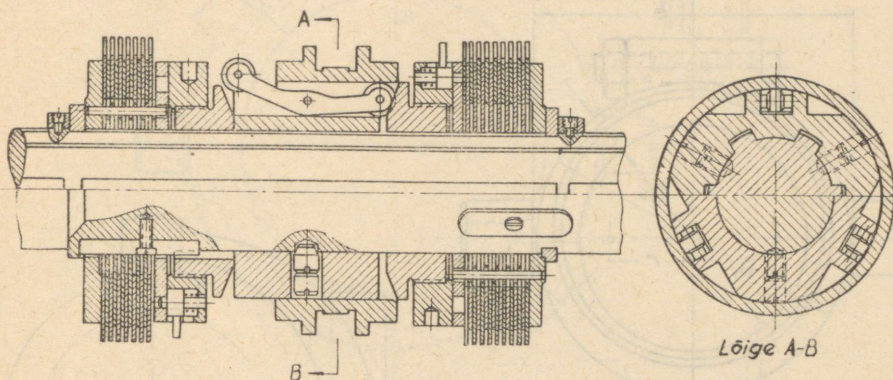
Paljukettalise hõõrsiduri (joon. 83) põhimõõted mm.

$\left(\frac{N}{n}\right)_{max}$	d	d_1	D	D_1	D_2	D_3	L	l_1	l_2	l_3	l_4	a	c	m	n
0,005	15—35	15—22	90	55	75	60	134	30	56	13	26	10	1	24	38
0,015	20—50	20—32	125	70	100	85	175	40	73	18	33	15	2	32	50
0,035	30—90	30—45	170	120	140	120	250	60	104	34	54	26	4	60	73
0,055	40—100	40—60	215	130	170	145	275	65	115	37	62	26	8	62	80
0,12	45—120	45—70	265	150	205	175	310	65	137	37	67	30	8	70	80
0,35	75—150	75—110	380	200	290	250	410	100	180	45	85	40	10	80	120



Joon. 84.

Tööpingi-ehituses on rohkelt rakendatud reverseeritavad kaksik-ketas-hõõrdsidurid (joon. 84 ja 85). Viimaste konstruktsioon on kohandatud tööpinkide tööiseloomule ja võimsusele. Erilist tähelepanu tuleb antud sidurite juures pöörata lülitusmehhanismi otstarbekohasele kujundamisele ja lihtsusele. Suuremat tähelepanu on pööratud rull- või kuulelementidega lülitusmehhanismidele (ЭНИМС, joonis 85), kuna viimastel on minimaalne hõõrdetakistus.



Joon. 85.

3. Hõõrdsidurite lülimisseadmed.

Siduri lülimismehhanism koosneb põhiliselt lülimisvõrust, hoovastikust ja käitamismehhanismist.

Lülimisvõru on kujundatud poolitatuna ja on varustatud ühendamiseks hoovaga tappidega (joon. 86 ja 88). Esineb kaks tüüpi lülimisvõrusid: esimene, mis haarab lülimismuhvi viimase välispinnale valmistatud soone kaudu (joon. 86), ja teine, mis haarab lülimismuhvi viimase välispinnale valmistatud võru kaudu (joon. 88). Viimane konstruktsioon võimaldab paremat määrimist ja takistab määrdeaine väljapaiskumist. Lülimisvõru tööpindade määrimine toimub tavaliselt rasvatoosi abil.

Väikeste sidurdamisjõudude korral asendatakse lülimisvõru klotsidega, mis ühendatakse hoovaga liigendite kaudu (joon. 87).

Väiksema hõõrdeteguri saavutamiseks lülimisvõru ja lülimismuhvi vahel, mis on eriti oluline sageli lülitavate sidurite juures, valmistatakse lülimisvõrude tööpinnad antifriktioonilistest materjalidest.

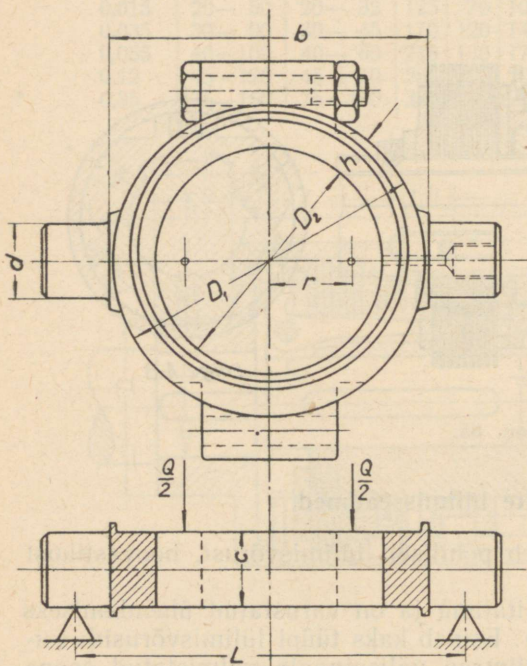
Lülimisvõru dimensioneerimine toimub vastavalt sidurdamisjõule Q . Lülimisvõru tööpinna suurus arvutatakse lubatava pindsurvepinge kaudu:

$$F = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) = \frac{Q}{R_{ps}}, \quad (112)$$

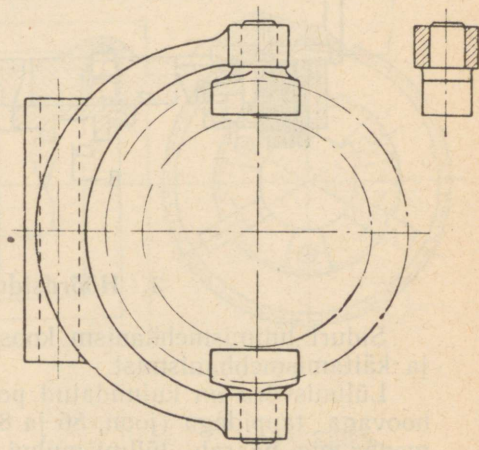
kus D_2 ja D_1 on lülimisvõru tööpinna välis- ja siseläbimõõt ja

R_{ps} — lubatav pindsurvepinge.

Lülimisvõru paksus c määratakse tugevustingimusest paindele. Vaadeldes võru talana ja oletades, et pindsurve jaotub ühtlaselt üle tööpinna, saame võru arvutada joonisel 86 toodud skeemi kohaselt, kus lülimisjõud Q on rakendatud kummagi võru poole raskuskeskmesse kaugusel $r = \frac{D_0}{\pi}$ tsentrist O , kus $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$.



Joon. 86.



Joon. 87.

Nagu näeme arvutuskeemist, tekivad maksimaalsed paindepinged võru poolituspinna ligidal. Need on arvutatavad prof. Ivanovi järgi valemiga

$$\sigma_p = \frac{3}{4} \cdot \frac{(L - 2r)Q}{hc^2}, \quad (113)$$

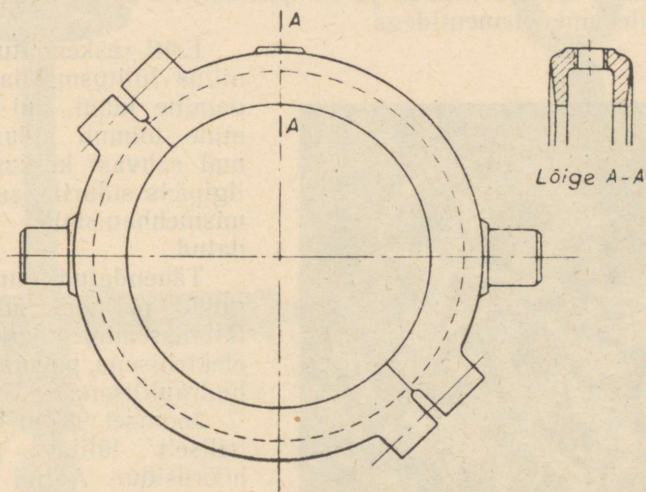
kus L on võru tappide tugipunktide vahekaugus,
 $h = (D_2 - D_1) : 2$ on võru radiaalne kõrgus,
 c — võru paksus.

Et kindlustada võru poolte jääka liidet, peame liite kohal tekkiva paindemomendi tasakaalustama poltidega selliselt, et liitepindade vahel oleks kindlustatud survepinge.

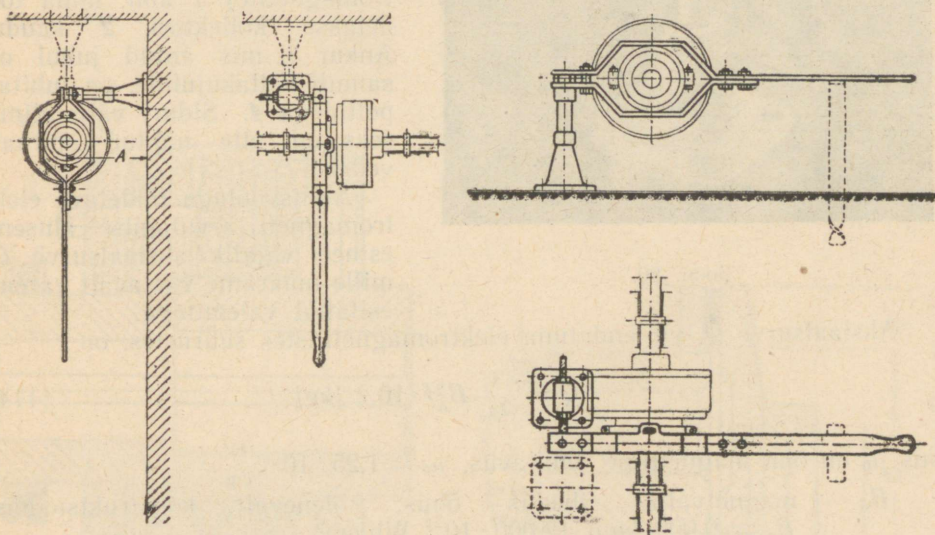
Aluseks võttes ülaltähendatud, peame iga poldi eelpingestama jõuga

$$V = \frac{3}{2} \cdot \frac{(L - 2r)Q}{c}. \quad (113a)$$

Lülimisvõru aksiaalse liikumise tekitame hoovaga kas käsitsi või suuremate jõudude korral mingisuguse ülekande mehhanismiga. Hoob on kujundatud tavaliselt ühes otsas hargina lülimisvõru haaramiseks tappide



Joon. 88.



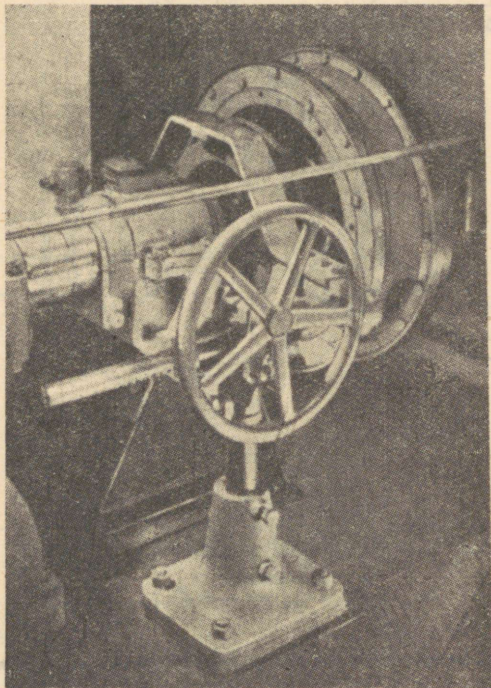
Joon. 89.

kaudu ja ta kinnitatakse liigendiga aluse külge, kusjuures liigendi kõrgus on reguleeritav (joon. 89).

Nagu tähendatud varem, tuleb suuremate jõudude korral rakendada

erilisi ülekandemehhanisme, millised on tavaliselt kujundatud hammas- või kruvielementidega, nagu on näidatud näiteks joonistel 90 kuni 92.

Üldiselt omavad mehaanilised lülimismehhanismid palju puudusi, milledest peamised on hõõrdekadu ja komplitseeritud konstruktsioon arvukate tappide ja ülekande-elementidega.



Joon. 90.

Eriti raskendatud on mehaaniline lülitusmehhanismi kujundamine juhul, kui sidurite lülitamine toimub siduritest kaugel asuvast keskusest või kui ligipääs sidurile, samuti ka lülimismehhanismile on raskendatud.

Tähendatud puudused on tingitud paljudel juhtudel siduri lülitamiseadme kujunduse kas elektrilisena, pneumaatilisena või hüdrauilisena.

Joonisel 93 on esitatud elektriliselt lülitav paljukettaline hõõrdsidur. Antud juhul tekitatakse vajalik pindsurve ketaste tööpindadel elektromagneti (elektromagnetite) 1 abil, mida toidetakse kollektori 2 kaudu. Ankur 3, mis antud juhul on samuti kettakujuline, on juhitud poltidega 4. Siduri väljalülitamiseks on ette nähtud spiraalvedrud.

Alalisvooluga toiditava elektromagneti arvutamise alusena esineb vajalik aksiaalsurve Q , mille määrame vastavalt varem esitatud valemitega.

Aksiaalsurve Q , väljendatuna elektromagnetilistes suurustes, on

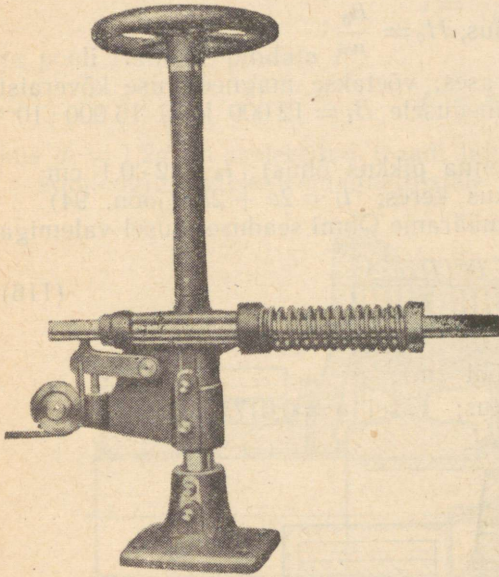
$$Q = \frac{1}{2\mu_0} B_\delta^2 f \cdot 10,2 \text{ [kg]}. \quad (114)$$

kus μ_0 on õhu magnetiline läbitavus, $\mu_0 = 1,25 \cdot 10^{-8} \frac{\text{H}}{\text{cm}}$,

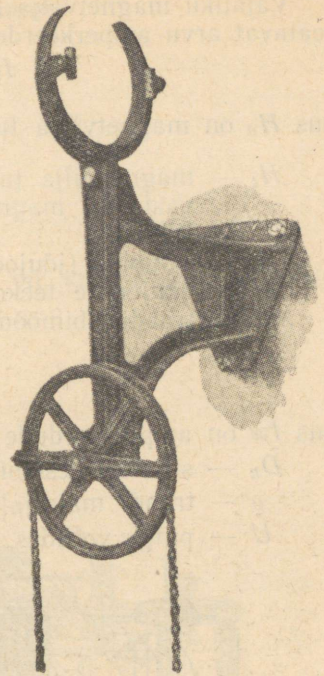
B_δ — magnetvälja tihedus õhus; olenevalt konstruktsioonist $B_\delta = 9\,000$ kuni $12\,000 \cdot 10^{-8} \text{ Wb/cm}^2$,

f — magnetpooluste pindala cm^2 ; $f = f_1 + f_2$, siinjuures on soovitatav ühtlase väljatiheduse saavutamiseks valida isenimeliste pooluste pindalad (õhupilus) f_1 ja f_2 ühesuurused.

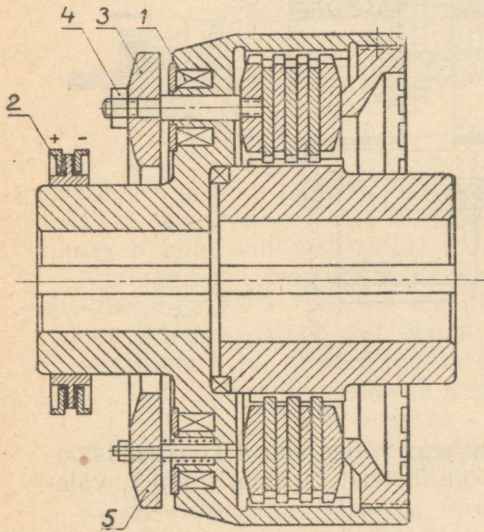
Kuna μ_0 ja B_δ on tegelikult teada, määrame valemiga (114) vajaliku pooluste pindala f .



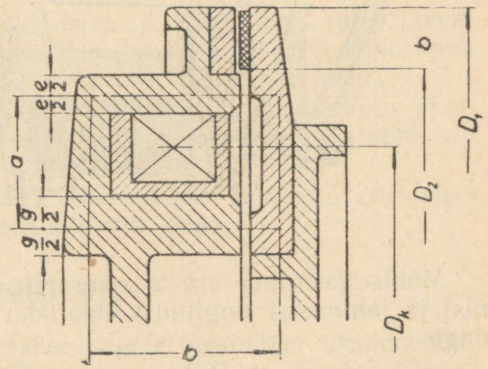
Joon. 91.



Joon. 92.



Joon. 93.



Joon. 94.

Vajaliku magnetvälja tiheduse tekitamiseks peab magnetmähis omama teatavat arvu amperkeerde:

$$I\omega = \Sigma Hl = H_{\delta}l_{\delta} + H_t l_t, \quad (115)$$

kus H_{δ} on magnetvälja tugevus õhus, $H_{\delta} = \frac{B_{\delta}}{\mu_0}$;

H_t — magnetvälja tugevus terases; võetakse magneetimise kõveraist vastavalt magnetvälja tihedusele $B_t = 12\,000$ kuni $15\,000 \cdot 10^{-8}$ Wb/cm²;

l_{δ} — õhupilu (jõujoonte teekonna pikkus õhus); $l_{\delta} \approx 2 \cdot 0,1$ cm;

l_t — jõujoonte teekonna pikkus keros; $l_t = 2a + 2b$ (joon. 94).

Mähise traadi läbimõõdu (mm) määrame Ohmi seaduse alusel valemiga

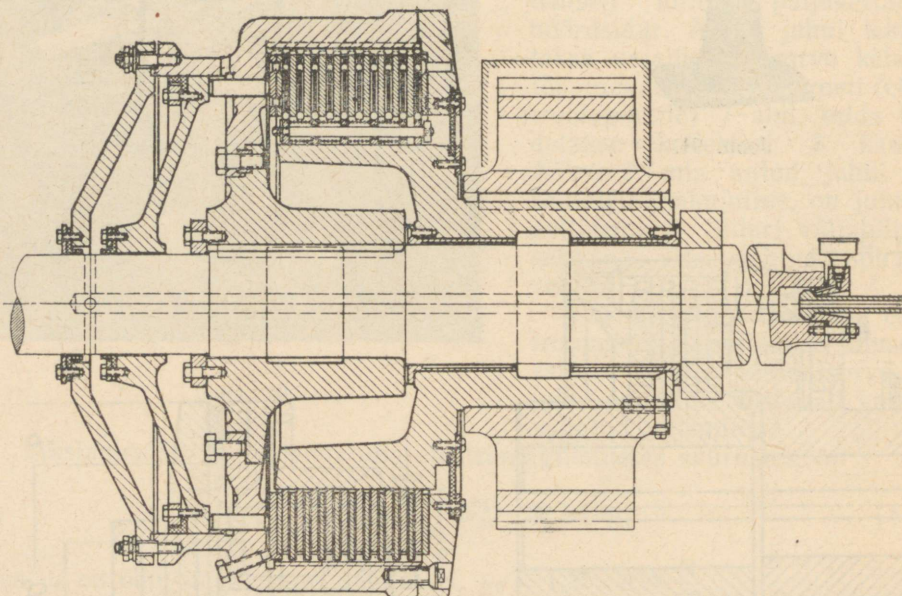
$$d = \sqrt{\frac{I\omega \cdot D_k \rho \cdot 4}{U}}, \quad (116)$$

kus $I\omega$ on amperkeerdude arv,

D_k — staatori keskmine läbimõõt (m),

ρ — traadi materjali eritakistus; vasel $\rho = 0,0175 \Omega \text{ mm}^2/\text{m}$,

U — pingevoltides.



Joon. 95.

Mähise keerdude arv ω määratakse aluseks võttes siduri konstruktsioonist ja jahutusist tingitud võimalikku voolutihedust j (amprit/mm²), valemiga

$$\omega = \frac{U}{D_k \rho j \pi}. \quad (117)$$

Tavaliselt voolutihedus $j = 1$ kuni 3 ampri/mm².
Edasi leiame vajaliku voolu I (amprites):

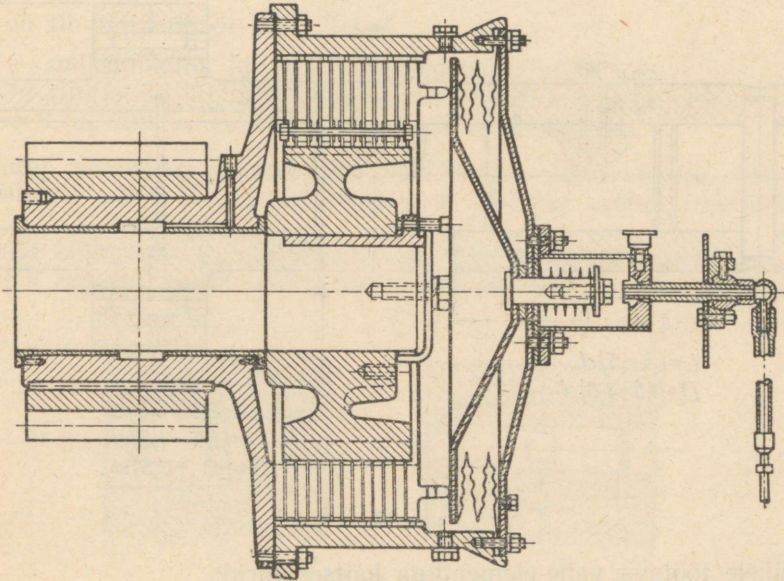
$$I = \frac{l\omega}{w}$$

ja pooli ristlõike pindala F' :

$$F' = \omega d_1^2,$$

kus $d_1 = 1,2d$ on isoleeritud traadi läbimõõt.

Analoogiliselt elektromagnetilistele siduritele on kujundatud ka pneu-



Joon. 96.

maatiliselt ja hüdrauliliselt lülitavad hõõrsidurid. Siinjuures tuleb tähen-
dada, et suruõhk on siduri lüljana üldiselt eelistatavam kui vedelik, kuna
viimasel juhul suureneb siduri inertsmoment vedeliku kaalu tõttu.

Analoogiliselt ringmagnetile kujundatakse antud juhul ringkolb man-
sett-tihendiga (joon. 95) või membraantihendiga (joon. 96). Suruõhk või
vedelik juhitakse kolbi võlli kaudu.

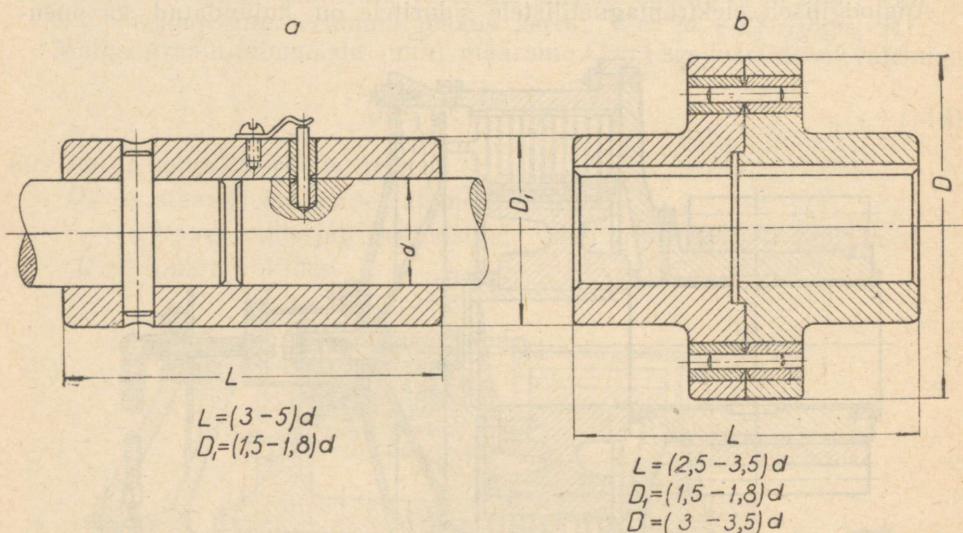
Vajalikud kolvi mõõted määratakse, võttes aluseks vajalikku aksiaalset
survet siduri sisselülimiseks ja vedeliku või õhu rõhku.

V. KAITSESIDURID.

Kaitse- ehk ohutussidureid kasutatakse sageli masinates üksikmehha-
nismide või kogu masina kaitseks ülekoormuse ja löökide vastu. Tähen-
datud sidurid on kohandatud teatavale kindla suurusega väändemomen-

dile, mille ületamisel toimub siduri väljalülitamine. Siduri asukoha määramisel tuleb võtta aluseks võllile mõjuv väändemoment ja kindlustada, et mehhanismi ülekandearv sidurist kuni kaitsva sõlmeni oleks püsiv suurus või et vastasel korral siduri poolt võimalik ülekantav maksimaalne moment oleks kooskõlas kaitsava sõlme maksimaalse väändemomendiga.

Kui jätta tähele panemata mõningad erikonstruktsioonid — hüdraulilise, pneumaatilise ja elektrilise lülitamisega — võime kaitsesidureid jaotada nende tööprintsibi ja konstruktsiooni järgi põhiliselt viide gruppi:



Joon. 97.

- 1) löikele töötava vahe-elementiga kaitsesidurid;
- 2) nukkelemendiga kaitsesidurid;
- 3) kuulelementidega kaitsesidurid;
- 4) pidevalt sidurdatud hõõrdelementidega kaitsesidurid;
- 5) tsentrifugaaljõu mõjul sidurduvad või lahtisidurduvad hõõrdelementidega kaitsesidurid.

1) Lõikele töötava vahe-elementiga kaitsesidurid on kujundatud ketas- või muhvsidurite põhimõttel, kusjuures ühendavate elementidena on kasutatud löikele töötavaid tihvte (joon. 97, *a* ja *b*). Olevalt sellest, mitu tihvti ja mitme löikele töötava pinnaga viimased on valitud, arvutatakse tihvtide läbimõõt lähtudes maksimaalsest lubatavast väändemomendist ja tingimusel, et viimase ületamisel toimuks tihvtide läbilõikumine, mille tulemusena katkeb mehhanismis kinemaatiline side.

Et vältida lisapingete tekkimist tihvtides, millede arvutamine on raskendatud, tuleb sidur hästi tsentreerida ja mitte võimaldada siduri töötamist paindele.

Siduri põhielementide vigastuste vältimiseks tihvtide lõikumise tagajärjel, on soovitatav asetada tihvt termiliselt töödeldud (karastatud) puksi, mis pressitakse siduri vastavasse avadesse. Tihvti lõikumise hõlbustamiseks varustatakse tihvt lõike kohal sisselõikega (pingete kontsentratsioon!, joon. 98, *a* ja *b*).

Nagu on tähendatud varem, arvutatakse tihvtid lõikele võllile mõjuva maksimaalse väändemomendi alusel:

$$d_1 = \sqrt{\frac{8M_{v \max}}{\pi d_0 \tau_1}}, \quad (118)$$

kus d_1 on tihvti läbimõõt lõike kohal,

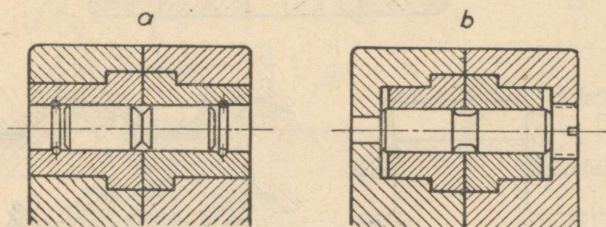
$M_{v \max}$ — maksimaalne lubatav väändemoment võllil,

d_0 — ringjoone läbimõõt, kus toimub tihvtide lõikumine,

$\tau_1 = 0,7\sigma_b$, kus σ_b on tihvti materjali tõmbetugevus.

Esitatud valem on toodud ühe ühelõikelise tihvti kohta. Mitme ja mitmelõikelise tihvti korral eeldatakse, et koormus jaotub tihvtidele ühtlaselt.

Lõikele töötavate vahe-elementidega kaitsesidurite suurimaks puuduks tuleb lugeda tihvtide lõikumise momendil tekkivat dünaamilist koor-



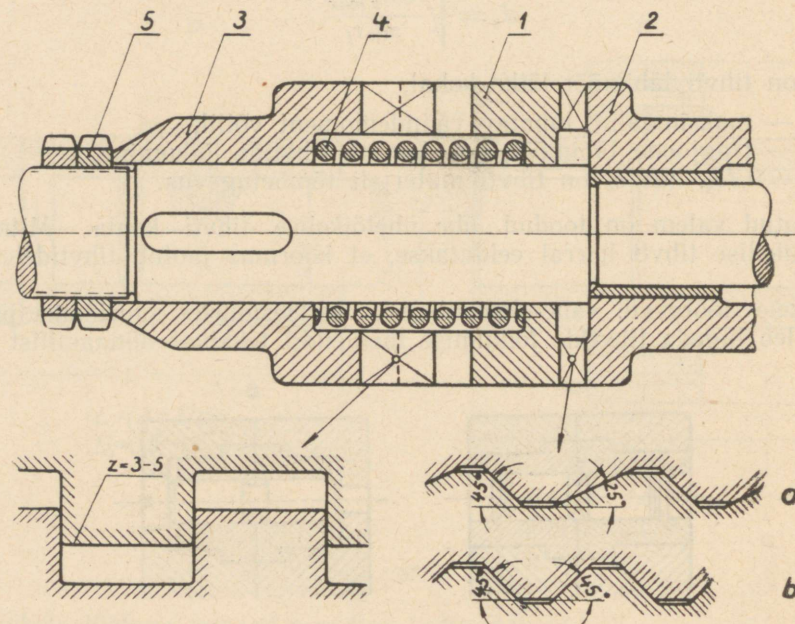
Joon. 98.

must, mis on seda suurem, mida kiiremini toimub katkemine (karastatud tihvtid) ja mida suurem on võlli pöörete arv. Tekkiv dünaamiline koormus (löök) võib muutuda ohtlikuks masina detailidele. Elastsemate tihvtide kasutamine, mille tagajärjel võime suurendada katkemise kestust, toob aga kaasa väändemomendi suurenemise võllil tihvtide plastilise deformatsiooni tõttu.

Peale tähendatu tuleb tõsiselt arvestada ka käivitamismomente. Külalt suurte masside ja kiiruste korral võib juhtuda, et tihvtid katkevad juba seadme käivitamisel arvutusliku väändemomendi ületamise tõttu ja meil puudub seega üldse võimalus seadme käivitamiseks.

Et hoiduda tähendatud pahedest, tuleb lõikele töötavate vahe-elementidega kaitsesiduri rakendamisel valida viimase asukohaks väikese pöörete arvuga võll ja tingimusel, et edasi ei järgneks suuri masse. Seega on antud kaitsesidurite sobivamaks asukohaks, vastavalt esitatud nõudele, ajami viimased lülid.

2) Nukkelemendiga kaitsesidurid sarnanevad põhiliselt nukksiduritega, erinedes viimastest nukke kujunduse ja tööviisi poolest. Nukkelemendiga kaitsesidurite töö põhimõte seisab järgmises: kaks vastasnukkidega (joon. 99) varustatud vedru, milledest 2 on kinnitatud võllile vabalt pöörlevalt ja 1 aksiaalse liikumisvabadusega, surutakse teineteise vastu vedruga 4. Nukkide tööpinnad, asetusega võlli telje suhtes teatava nurga all, tekitavad väändmomendi mõjumisel aksiaalse jõu, mis tasakaalustatakse vedruga 4. Teatavale survele reguleeritud (nutriga 5)



Joon. 99.

vedru võimaldab seega koormata sidurit teatava suurusega väändmomendiga. Niipea kui väändmoment ületab kindlaksmääratud suuruse, ületab ka nukke tööpinnadel tekkiv aksiaalne jõud vedru jõu, selle tagajärjel algab vedru kokkusurumine ja ühes sellega rummu 1 eemaldumine rummude 2. Momendil, mil vedru kokkusurumise ulatus võrdub nuki kõrgusega, on sidur väljalülitatud ja algab rummude 1 ja 2 suhteline libisemine.

Nukke soovitatavad profiilid on esitatud joonisel 99, kus profiil *b* on mõeldud reverseeritava siduriga ja profiil *a* ühesuunalise tööviisiga siduriga.

Siduri arvutamisel tuleb kõigepealt määrata nukke kõrgus lubatava pindsurvepinge kaudu, võttes arvesse pindsurve suurenemist siduri väljalülitamisel kontaktpindade vähenemise tõttu, mis on muide ka selle siduri üheks suurimaks puuduseks, eriti sagedasel väljalülitamisel (nukke otsad

kuluvad ülekoormuse tagajärjel). Peale nukkide konstruktsiooni kujundamist tuleb määrata vedru karakteristik ja nii, et oleks kindlustatud ilma ketaste suhtelise libisemiseta vajaliku väändmomendi ülekandmine ja siduri lahtilülimine nimetatud väändmomendi ületamisel.

Vajaliku vedrujõu määrame valemiga:

$$Q = \frac{2M_{v \max}}{d_0} [\tan(\alpha - \varrho_1) - \varphi f_2], \quad (119)$$

kus $M_{v \max}$ on maksimaalne väändmoment,

α — nukkide tööpindade kalle võlli telje suhtes,

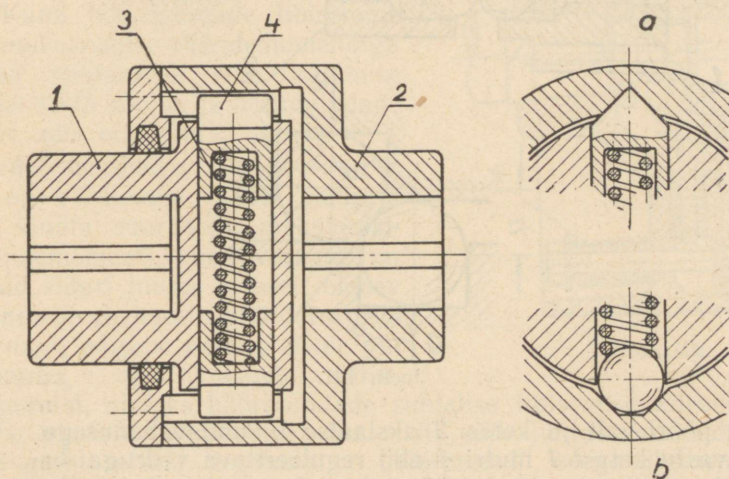
$\tan \varrho_1 = f_1$ — nukkide tööpindade vaheline hõõrdetegur ($\varrho_1 \approx 8-9^\circ$),

$\tan \varrho_2 = f_2$ — aksiaalselt liikuva ketta ja hammasvõlli vaheline hõõrdetegur ($f_2 \approx 0,15$),

$\varphi = \frac{d_0}{d}$ — nukkide keskmise ringjoone läbimõõdu ja võlli läbimõõdu suhe ($\varphi = 1,5$ kuni $2,5$),

d_0 — nukkide keskmise ringjoone läbimõõt,

d — võlli läbimõõt.



Joon. 100.

Põhimõttelt analoogilist konstruktsiooni kujutavad ka radiaalsete nukkidega kujundatud sidurid (joon. 100a).

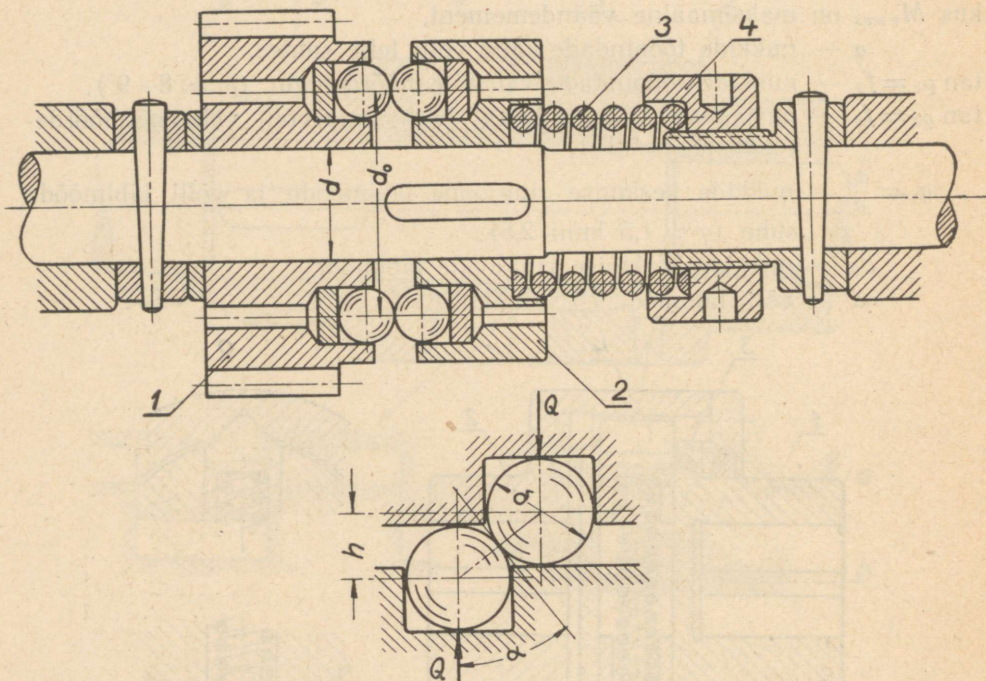
Antud juhul on nukid 4 kujundatud eraldi elementidena, mis on asetatud radiaalse liikumisvabadusega siduripoolde 1 (joon. 100) ja surutakse vedruga 3 vastu silindrilist nuutidega varustatud siduripoolt 2. Töötingimuste ühtlustamiseks nukkide vahel kujundatakse sellised sidurid tavaliselt kahe diametraalselt asetatud nukiga ja radiaalne surve tekitatakse ühe vedruga.

Radiaalsete nukkide asemel on hea eduga rakendatavad ka kuulikesed (joon. 100b).

Vajalik vedrujõud radiaalsete nukkidega kaitsesiduril arvestatakse analoogiliselt varemtooduga.

3) Kuulelementidega kaitsesidurid ei erine tööpõhimõttelt nukkelementidega kaitsesiduritest. Nukkide asemel on ainult antud juhul kasutatud kuule.

Üks selliselt kujundatud siduritest on esitatud joonisel 101, kus ketas 1, mis antud konstruktsioonis on kujundatud hammasrattana, on asetatud väl-



Joon. 101.

lile vabalt pöörlevalt ja ketas 2 aksiaalse liikumisvabadusega. Ketas 2 surutakse vastu ketast 1 mutri 4 abil reguleeritava vedruga 3.

Vedru 3 vajalik survejõud määratakse olenevalt maksimaalsest väändemomendist ja kuulikeste suhtelisest asetusest (joon. 101)

$$Q = M_{v \max} \left[\frac{\beta - f_1 \sqrt{1 - \beta^2}}{f_1 \beta + \sqrt{1 - \beta^2}} - \varphi f_2 \right], \quad (120)$$

kus $M_{v \max}$ on maksimaalne väändemoment,

$\beta = \frac{h}{\delta}$ — kuulikeste tsentrite vahekauguse h ja kuulikeste läbimõõdu suhe ($\beta = 0,5-1$),

$q = \frac{d_0}{d}$ — kuulikeste keskmise ringjoone läbimõõdu d_0 suhe võlli läbimõõduga d ,

f_1 — kuulikeste kontaktpindade vaheline hõõrdetegur, $f_1 = 0,05$ kuni $0,1$,

f_2 — ketta 2 ja võlli pinna vaheline hõõrdetegur, $f_2 = 0,1$.

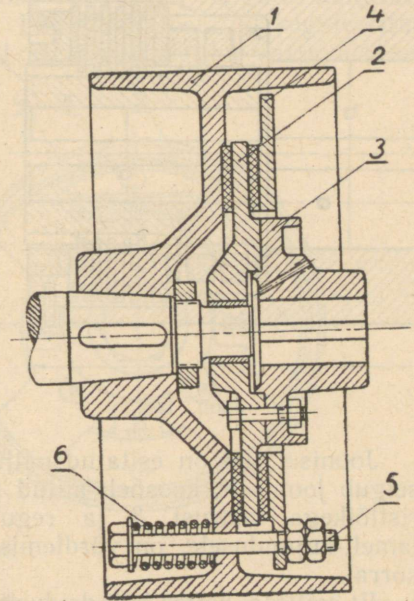
Nukk- ja kuulelementidega kaitsesidureid rakendatakse peamiselt väiksemate võimsuste ja momentide esinemisel.

Tundlikkuse suurendamiseks ja samal ajal kontaktpindade kuluvuse vähendamiseks on soovitatav tähendatud sidureid tööolukorras hästi määrida.

4. Pidevalt sidurdatud hõõrdelementidega kaitsesidurid on sarnased lülitavaile hõõrdsidureile, erinedes viimastest vaid lülismehhanismi puudumise tõttu. Hõõrdelementidega kaitsesidurid omavad pidevat kontakti tööpinde vahel, mille suurus on määratud maksimaalse väändmomendiga. Viimase ületamisel tekib libisemine kontaktpindade vahel. Kuna hõõrdpindade libisemine toimub maksimaalse väändmomendiga määratud pindsurvel, siis libisemise tagajärjel tekib soojus ja hõõrdpindade kulumine, mis ei ole eriti soovitatav.

Hõõrdelementidega kaitsesidurite juures on võrdlemisi raske määrata teatava kindla suurusega maksimaalset väändmomenti, kuna viimane on nimetatud siduri juures otseselt olev hõõrdpindadevahelisest hõõrdetegurist ja mis, nagu nägime varem, ei ole püsiv suurus, vaid on paljudest tegureist, näiteks hõõrdpindade suhtelise libisemise kiirusest, temperatuurist, pindade seisukorrast jne. Nii võib juhtuda, et siduri pinnad pikemaajsest seisust tingituna on „kleepunud”, seega algmoment siduri libisemiseks kujuneb suuremaks, kui oli ette nähtud, samuti võib esineda hõõrdeteguri suurenemine libisemiskiiruse kasvamisel. Teisest küljest väheneb hõõrdetegur temperatuuri kasvuga (pikemaajse libisemise tagajärjel), mis vähendab ühtlasi ka väändmomenti.

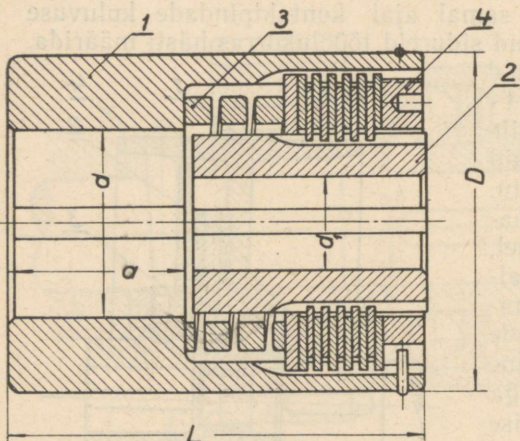
Nagu ekspluatatsiooni andmed näitavad, osutuvad kõige otstarbekohasemaks kaitse-hõõrdsidurid aksiaalsete tasapinnaliste tööpindega, kus hõõrdpindade materjalideks on kasutatud asbesti koostöös terase või mal-miga. Kaitse-hõõrdsidurite hõõrdpindu ei ole soovitatav määrida, vaid kujundada viimaste töö kuivas olekus, kuna pindade vahele sattuv õli võib paakuda ja tingida siduri ebarahuldavat tööd, eriti asbestpindade osas.



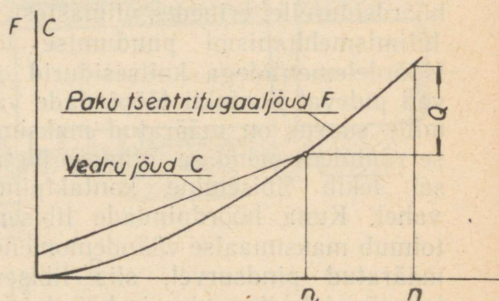
Joon. 102.

Kasutades hõõrdpindadena õhukesi teraskettaid (lamellisidurite korral), on soovitatav viimaseid sageli puhastada ja määrada.

Joonisel 102 on esitatud ühekettaline kaitse-hõõrdsidur, mis on kujundatud koos rihmarattaga. Malmist rihmaratas 1 on asetatud otseselt mootori võllile. Keskmise ketas 2 — ferodokattega — on ühendatud jäiga siduri 3 kaudu veetava võlliga. Ketas 2 ja siduripool 3 on tsentreeritud mootori võlli otsaga. Ketas 2 surutakse terasest ketta 4 ja rihmaratta 1 vahele poltide 5 ja vedrude 6 abil. Poldid 5 on ühtlasi ette nähtud ka ketta 4 juhtelementideks.



Joon. 103.



Joon. 104.

Joonisel 103 on esitatud paljukettaline lamell-kaitse-hõõrdsidur. Nagu selgub jooniselt, koosneb antud sidur välismuhvist 1, sisemuhvist 2, ruutristloikega vedrust 3 ja reguleerimismutrist 4. Esitatud sidur, tänu lamell-kujundusele, on võrdlemisi kompaktne ka suurte väändemomentide korral.

Et vältida kaitse-hõõrdsidurite pindade „kleepumist”, on soovitatav võimaluse korral lasta sidurit sagedamini „läbi libiseda”.

Raskelt koormatud ja kestvate ülekoormuste tingimustel töötavaid kaitse-hõõrdsidureid on soovitatav kujundada nii, et vedrude surve oleks sõltuv koormusest, s. t. väheneks ülekoormuse tekkides ja võimaldaks siduri hõõrdpindade libisemist kas täiesti lahtilülituna või siis väiksema pindsurve all.

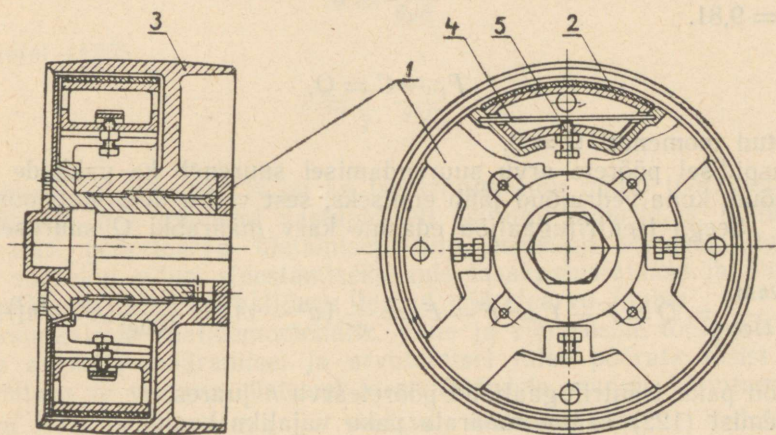
Kaitse-hõõrdsidurite arvutamine toimub valemitega (109)–(111), kusjuures k suuruse määramisel tuleb lähtuda otseselt maksimaalsest väändemomendist käivitamisel ja tööolukorras.

5) Tsentrifugaaljõu mõjul sidurduvad või lahti-sidurduvad kaitse-hõõrdsidurid ei oma väljastpoolt juhitavaid lülismehhanismi, vaid töötavad automaatselt tsentrifugaaljõu mõjul, mis saavutatakse ühes siduri lülis. Tsentrifugaaljõu mõjul teotsevad sidureid on otstarbekohane kasutada neil juhtudel, kus on vajalik sidu-

rit automaatselt sisse lülida mootori teatava pöörete arvu juures (vahelduvvoolu otsesidemootorid) või kus on vajalik sidurit automaatselt välja lülida mootori pöörete arvu tõustes üle ettemääratud suuruse.

Siduri reguleeritavuse saavutamiseks ja tsentrifugaaljõu mõju rakendamiseks ainult teatavas piirkonnas kujundatakse antud sidurid tavaliselt vedrudega, mis võimaldavad tsentrifugaaljõudu tekitavate masside mõju avaldada alles pärast vedrujõu ületamist. Nimetatud moodus on tähtis ka siduri hõõrdpindade eluea suhtes, kuna see hoiab ära tööpindade pideva kontakti. Esitatust saame küllaltki selge ettekujutuse joonisel 104 toodud graafikuist.

Joonisel 105 on esitatud tsentrifugaaljõu mõjul töötav kaitse-hõõrdsidur radiaalselt liikuvate pakkudega. Mootori võllile on jäigalt kinnitatud rumm 1 ristikuga, mis juhib pakke 2. Pakud on toetatud reguleeritava poldi 5 kaudu lehtvedrule 4, mille otsad asetsevad ristiku vastavais nuu-



Joon. 105.

tides. Lehtvedrude 4 ja poldide 5 kaudu surutakse pakud siduri tsentri poole, eemale siduripoolest 3, mis toetub ristiku rummu välispinnale ja on viimasel vabalt pöörlev. Pakkude 2 välispinnad on kaetud ferodolintidega, mis hoitakse kuivad.

Siduri sisselülitumine toimub teatava pöörete arvu juures, kus pakkude tsentrifugaaljõud ületab vedrude vastupanu ja tekib kontakt hõõrdpindade vahel jõuga, mis on määratud vajaliku väändemomendiga M_v pööretearvu n juures.

Vajaliku paku survejõu määrame valemiga

$$Q = \frac{2kM_v}{Dzf}, \quad (121)$$

kus D on siduri silindrilise pinna läbimõõt,

z — pakkude arv,

f — hõõrdpindade vaheline hõõrdetegur.

Teatud pöörete arvu $n_1 < n$ juures kujuneb olukord, kus hõõrdpindade vahel tekib kontakt, s. o. tsentrifugaaljõud on tasakaalustanud vedrujõu:

$$F_1 = C,$$

kus F_1 on paku tsentrifugaaljõud pööretearvu n_1 juures,

$$F_1 = \frac{Gv_1^2}{gr};$$

siin G on paku kaal,

v_1 — paku raskuskeskme kiirus, $v_1 = \frac{\pi r n_1}{30}$;

r — paku raskuskeskme kaugus tsentrist O ;

C — jõud vedru deformeerimiseks y võrra,

$g = 9,81$.

Kuna

$$F_1 - C = Q,$$

siis antud momendil $Q = 0$.

Edaspidisel pöörete arvu suurendamisel suureneb ka pakkude tsentrifugaaljõud, kuna vedrujõud jääb endiseks, sest vedru deformatsiooni enam ei teki. Seega tsentrifugaaljõu edasine kasv määrabki Q suuruse:

$$\frac{2kM_v}{Dzf} = Q = F - C = F - F_1 = \frac{G}{gr}(v^2 - v_1^2) = \frac{G\pi^2 r}{900g}(n^2 - n_1^2), \quad (122)$$

kus F on paku tsentrifugaaljõud pööretearvu n juures.

Valemist (122) saame määrata paku vajaliku kaalu G :

$$G = \frac{1800kM_v g}{\pi^2 r (n^2 - n_1^2) Dzf}.$$

Pindsurvepinge σ_{ps} hõõrdpindadel leiame valemiga

$$\sigma_{ps} = \frac{Q}{ab} \leq 2,5 \text{ kg/cm}^2. \quad (123)$$

Vedru arvutamisel lähtume vedru vajalikust läbivajumisest, s. o. pak- kude radiaalsest pilust, milline tavaliselt valitakse piires 1—2 mm, seega

$$y = \frac{F_1 l^3}{48EJ}, \quad (124)$$

kus l on vedru tugede vahekaugus,

E — vedru materjali elastsusmoodul ($E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$),

J — vedru ristlõike inertsmoment $J = \frac{ch^3}{12}$.

Lähtudes nüüd vedru tugevusest R_b kaudu, saame:

$$R_b = \frac{F_1 l}{4} : \frac{ch^2}{6},$$

kust

$$ch^2 = \frac{F_1 l}{4} \cdot \frac{6}{R_b} \quad \text{ja} \quad \frac{F_1 l}{4} = \frac{ch^2 R_b}{6}. \quad (125)$$

Asetades avaldise (125) valemisse (124) ja asendades J , saame:

$$y = \frac{R_b}{E \cdot 6} \cdot \frac{l^2}{h},$$

millest

$$h = \frac{l^2 R_b}{6yE}$$

ja valemist (125)

$$c = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_1 l}{h^2 R_b}.$$

Analoogiline arvutuskäik on ka tsentrifugaaljõu mõjul töötavail kaitsehõõrsidureil, mis töötavad vastupidiselt esitatud sidurile, s. o. lülituvad lahti teatud pööretearvu ületamisel. Siin, erinevalt eelnevast, tekitavad vedrud survejõu siduri sidestamiseks, mis tasakaalustatakse ja ületatakse siduri pakkude tsentrifugaaljõuga teatud pööretearvu juures.

Maksimaalsele väändmomendile, jõule ja võimsusele töötavate kaitse-sidurite asukoha määramisel ja arvutamisel tuleb pöörata tõsist tähelepanu vedava ja veetava süsteemi inertsjõududele seadme käivitamisel.

Olgu J_1 ja J_2 — vedava ja veetava süsteemi sidurile redutseeritud inertsmomentid,

M_{v1} ja M_{v2} — vastavad väändmomendid vedaval ja veetaval süsteemil,

M_{vs} — moment siduril, asendatav inertsmomentiga,

ω — süsteemi nurkkiirus, milleni toimub käivitamine,

t — käivitamisaeg,

$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ — kiirendus.

Kiirendus, nagu teame, on olenev väändmomendist ja inertsmomentid, seega

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_1 - M_2}{J_1 + J_2}. \quad (126)$$

Kaitsesiduri poolt ülekantav väändmoment

$$M_{vs} = M_2 + J_2 \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (127)$$

Asendades valemis (127) kiirenduse $\frac{d\omega}{dt}$, saame:

$$M_{vs} = M_2 + \frac{J_2 M_1 - J_2 M_2}{J_1 + J_2} = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}, \quad (128)$$

mis näitab, et sidurile mõjuv väändemoment on olenev kiirendatavatest massidest ja viimaste inertsmomentidest.

Kui veetaval süsteemil puuduks takistus, s. o. kui $M_{v2} = 0$, siis M_{v1} poolt, jättes tähele panemata tekkivad kaod, toimub ainult inertsjõudude ületamine.

$$M_{vs} = \frac{J_2 M_1}{J_1 + J_2}.$$

Kuna sel korral

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_1}{J_1 + J_2},$$

siis

$$M_{vs} = J_2 \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (129)$$

Võttes aluseks ühtlaselt kiireneva liikumise, s. o. et $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{T}$, kus T on käivitamisperiood, saame

$$M_{vs} = J_2 \frac{\omega}{T}, \quad (130)$$

mis näitab, et välistakistuse M_{v2} puudumisel momendi suurus siduril oleneb nurkkiirusest ω , käivitamisperioodist T ja veetava süsteemi inertsmomentidest. Ta on seda suurem, mida suurem on J_2 ja ω ning mida väiksem on käivitamisaeg T .

Kui käivitamine toimub välistakistuse olemasolul, võib juhtuda, et käivitamisel tekkiv moment siduril ületab momendi püsiva töö perioodil. Hõõrdumise põhimõttel töötavatel kaitsesiduritel tekib antud tingimustel libisemine, mis suurendab käivitamisaega T , lõikele töötavad kaitsesidurid aga ei ole üldse suutelised üle kandma tekkivat momenti $M_{vs} > M_{vs \max}$.

Ülaltoodu alusel võime esitada mõningad tingimused kaitsesidurite otstarbekohase asukoha määramiseks:

1) Suurte inertsmomentide vältimiseks tuleb kaitsesidurid asetada väikese nurkkiirusega võllidele ja võimalikult ligidale mehhanismi viimasele lülile, millega vähendame inertsmomentidest osavõtvate masside suurust.

2) Kasutades kaitsesidurit võimsuse piiramiseks, võime viimase asetada ükskõik millisele võllile tingimusel, et mehhanismi ülekandearv jõuallikast kuni sidurini oleks püsiv suurus.

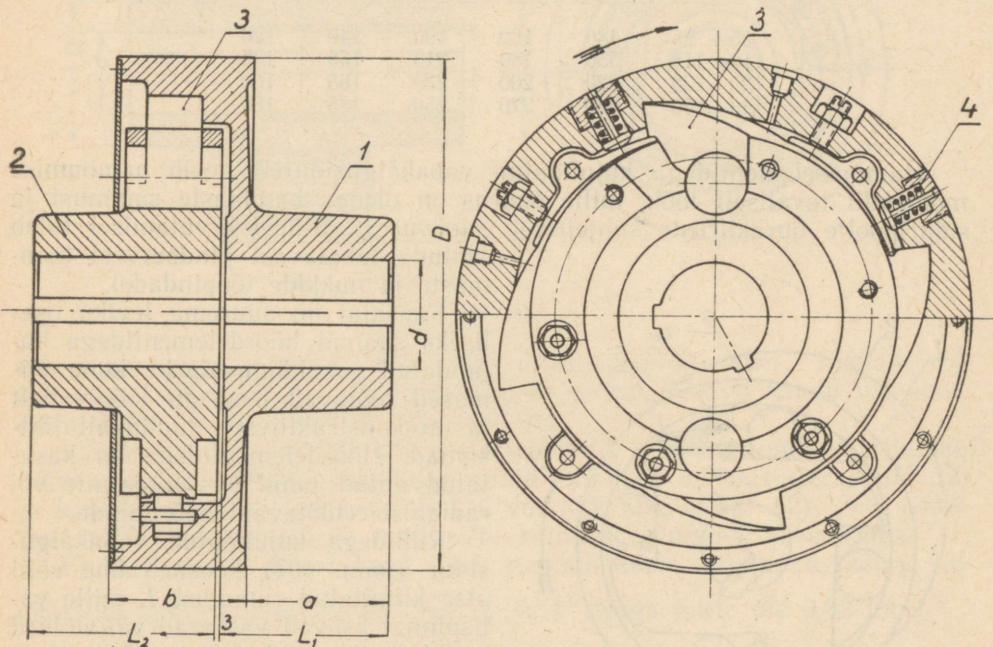
3) Kasutades kaitsesidurit jõudude piiramiseks, on nõutav, et maksimaalsetele jõududele kaitstavas sõlmes vastaksid maksimaalsed jõud sidu-

ris. See on võimalik ainult juhul, kui ülekandearv sidurilt kaitstava sõlmeni on püsiv suurus.

Nagu näeme, omab kaitseiduri asukoha määramine olulist tähtsust, kuna ebaõige asukoha valikul osutub kaitseidur kasutuks.

VI. VABAKÄIGUSIDURID.

Vabakäigusidurid kuuluvad automaatselt töötavate sidurite gruppi, kusjuures erinevad varemtooduist ainult oma ühe-suunalise tööviisi poolest. Vabajooksusidurite automaatne sisse- ja väljalülitamine toimub vedava ja veetava võlli nurkkiiruste erinevuse tagajärjel ja oleneb otseselt erinevuse märgist või teiste sõnadega, oleneb võllide suhtelise pöörlemise suunast.



Joon. 106.

Vabakäigusidureid on otstarbekohane rakendada mitmest jõuallikast käitatavale ajamile jõuallikate töö kooskõlastamiseks ja ka neil juhtudel, kus on otstarbekohane kasutada ära töomasinas tekkivaid inertsjõude liikumise saavutamiseks.

Vabakäigusidurid võivad olla kujundatud kas hammas- või hõõrdelementidega.

Joonisel 106 (tabel 23) on esitatud hammaselementidega vabakäigusidur, millist on soovitatav rakendada võimsamaile ajameile. Sidur koosneb põhiliselt kahest poolest, milledest 1 on vedav ja 2 veetav. Vedava siduri-

poole silindrilisele sisepinnale on kujundatud ühepoolse tööviisiga hambad, millele toetuvad veetava siduripoole külge liigendiga ühendatud nukid 3, mis vedrude 4 mõjul hambuvad vedava siduripoole hammastega niipea, kui viimane alustab pöörlemist noolega näidatud suunas. Juhul, kui vedav võll omab veetavast võllist väiksemat pööretearvu, ei toimu mingisugust hambumist, seega siduripooled töötavad teineteisest sõltumata. Joonisel esitatud siduril on hambumise kindlustamiseks kasutatud erilisi vedrude mõjul teotsevad lukke 4.

Tabel 23.

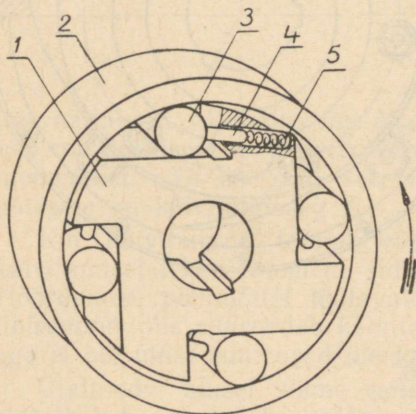
Hammaselementidega vabakäigusiduri (joon. 106) põhimõõted mm.

d	D	L_1	L_2	a	b
85—95	480	160	190	140	120
110—115	550	180	210	155	135
120—130	620	200	230	165	160
140—150	680	220	250	185	180

Hammaselementidega kujundatud vabakäigusidureil tekib hambumise momendil tavaliselt löök, mille suurus on olenev hammaste sammust ja siduripoolte nurkkiiruste suhtelisest erinevusest. Siduri arvutamisel tuleb lähtuda lubatavast pindsurvest hammaste ja nukide tööpindadel.

Kaasajal on suurema leviku osaliseks saanud hõrdelementidega kujundatud vabakäigusidurid, kuna viimased töötavad peaaegu löögivabalt ja on konstruktiivselt tunduvalt lihtsamad. Hõrdelementidena on kasutatud antud juhul kas terasrulle või radiaalselt töötavaid hõõrdpindu.

Rullidega kujundatud vabakäigusidur (joon. 107) koosneb ühe võlli otsa kinnitatud rummusest 1, mille välispinnal asuvad vastavad väljalõiked rullide paigutamiseks, ja rõngast 2. Rullid 3 on paigutatud rummu 1 väljalõikeisse ja surutakse tihvtide 4 ja vedrude 5 kaudu siduripoolte 1 ja 2 vahele. Oletades, et vedavaks elemendiks on rõngas 2, siis viimase

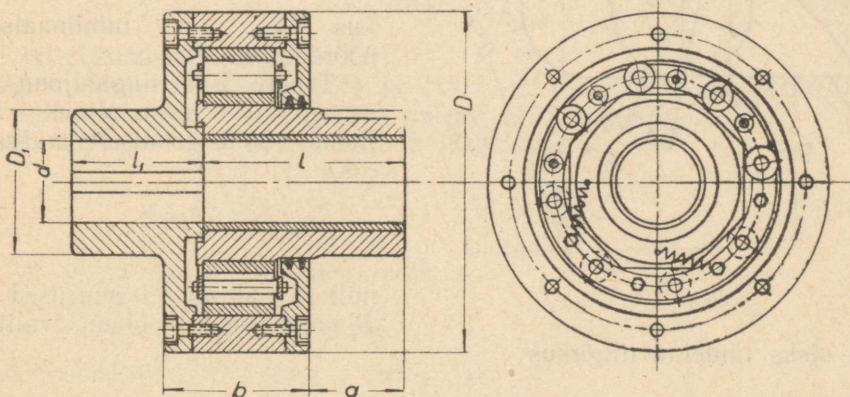


Joon. 107.

pöörlemisel noolega näidatud suunas haaratakse hõõrdejõu mõjul rullid ja kiilutakse osade 1 ja 2 vahele, mille tagajärjel viimased sidestuvad ja toimub veetava võlli pöörlemine vedava võlliga võrdse nurkkiirusega ja suunaga. Juhul, kui rõngas 2 pöörleb vastu noolega näidatud suunda, ei toimu rullide kiilumist, seega ka siduri sidestamist, mille tagajärjel võll 1 jääb paigalseisvaks.

Umbes analoogiline juhus tekib ka juhul, kui rõnga 2 pöörlemisel noolega näidatud suunas rumm 1 käitatakse mingisuguselt teiselt jõallikalt sama pöörlemise suunaga, kuid suurema nurkkiirusega kui rõngas 2. Sel korral toimub rõnga 2 mahajäämine rummüst 1, seega suhteline nurkkiirus on vastupidine rõnga 2 pöörlemise suunale, mille tagajärjel ei toimu siduri sidestamist (rullide kiilumist) ja völldid võivad pöörelda erineva nurkkiirusega.

Rullide kiilumine toimub põhiliselt ka ilma vedrude kaasabit. Tihvtide ja vedrude olemasolu on vajalik peamiselt selleks, et likvideerida rul-



Joon. 108.

lide kaalu mõju koormuse jaotumisel üksikute rullide vahel. Pikkade rullide korral on soovitatav rulli toetada kahe vedru ja tihvti kaudu või ühendada rullid eri separaatoriga (joon. 108).

Vabakäigu siduri detailide materjali valik sõltub arvutusest. Enamal juhul võetakse rullideks rull-laagri rullid vajalikus määras (teras III X 15) ja kontaktpindadeks kas teras III X 15 või 15 X ($H_{Rc} = 58-62$). On soovitatav valida kontaktpindade materjalid rullidest suurema kõvadusega.

Et kindlustada siduri head tööd, peavad siduri tööpinnad olema valmistatud suure täpsusega (mõõted $\frac{a}{2}$ ja D veaga mitte üle 0,02 mm).

Joonisel 108 (tabel 24) on esitatud hõrdelementidega vabakäigusiduri konstruktsioon ja mõõted.

Tabel 24.

Hõrdelementidega vabakäigusiduri (joon. 108) põhimõõted mm.

$\frac{N}{n_{max}}$	d_{max}	D	D_1	l	l_1	a	b
0,03	43	178	75	105	70	51	76
0,35	100	381	152	213	149	114	133
1,5	176	559	254	282	254	133	219
2,2	252	787	355	572	270	146	241

Rullidega vabakäigusiduri arvutamisel võetakse aluseks rullide kiilumise tagajärjel kontaktpindadel tekkivad normaaljõud N_1 ja N_2 ja hõõrdjõud $f_1 N_1$ ja $f_2 N_2$ (joon. 109). Kui tähistada hõõrdnurki rulli ja kontaktpindade vahel $\varrho_1 = \arctan f_1$ ja $\varrho_2 = \arctan f_2$, siis rulli tasakaalu tingimusest järgneb (kuna resultandid R_1 ja R_2 asuvad ühel sirgel), et

$$\alpha < 2\varrho_{\min}, \quad (131)$$

kus ϱ_{\min} on minimaalsem hõõrdenurk.

Tekkiv tsentrifugaaljõud on arvestatud normaaljõus N_2 . Edasi võime jooniselt määrata cos α :

$$\cos \alpha = \frac{a+d}{D-d}, \quad (132)$$

millest nähtub, et suurused d , D ja a peavad olema valitud

nii, et oleks täidetud tingimus

$$\frac{a+d}{D-d} > \cos 2\varrho_{\min}. \quad (133)$$

Valides konstruktiivselt mõõted D ja a , leiame rulli läbimõõdu d seost (133):

$$d > \frac{D \cos 2\varrho_{\min} - a}{1 + \cos 2\varrho_{\min}} = D - \frac{D+a}{1 + \cos 2\varrho_{\min}} = D - \frac{D+a}{2 \cos^2 \varrho_{\min}}. \quad (134)$$

Et siduri sidestus toimuks sujuvalt, ei ole soovitav valida vahekorda $\frac{\alpha}{2\varrho_{\min}} < 1$ liigselt lähedal ühele, teisest küljest, mida väiksem on tähendatud vahekord, seda suurem on vajalik väändemoment siduri lahtilülimiseks.

S. A. Lavrentjevi katsete alusel on soovitav valida $\frac{\alpha}{2\varrho_{\min}} = 0,7$ kuni $0,9$.

Nurga α piirväärtus on olenev reast faktoreist ja kõigub piires $14-22^\circ$. Olenevalt kontaktpindade kohandumisest ja õli sattumisest kontaktpindade vahele väheneb ka α piirväärtus vastavalt hõõrdeteguri vähenemisele, mille tõttu on soovitav mitte ületada väärtust $\alpha \approx 9$ kuni 10° (tavaliselt $\alpha \approx 4^\circ$).

Rulli pikkus valitakse tavaliselt

$$l \geq 1,5d. \quad (135)$$

Siduri tööelementide kontaktpinnad arvutatakse Herzi-Beljajevi valemite alusel kontaktpingete järgi. Võttes $N_1 = N_2 = N'$, saame maksimaalse kontaktpinge võru sisepinnal määrata valemiga

$$\sigma_{s \max 1} = 0,59 \sqrt{\frac{N'}{l} \cdot E \frac{D-d}{D \cdot d}} = 0,59 \sqrt{\frac{N'}{l} \cdot E \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right)}, \quad (136)$$

ja maksimaalse kontaktpinge rummu tasapinnalisel väljalõikel ($\frac{l}{D} = 0$)

$$\sigma_{s \max 2} = 0,59 \sqrt{\frac{N'}{l} E \frac{1}{d}}, \quad (137)$$

kus E on elastsusmoodul.

Nagu nähtub valemitest (136) ja (137), on $\sigma_{s \max 1} > \sigma_{s \max 2}$, mille tõttu tuleb rulli pinna kõvadust arvutada valemi (137) järgi.

Normaaljõu N' määramine toimub järgmiselt:

$$M_v = fzN' \cdot \frac{D}{2}; \quad N' = \frac{2M_v}{fzD}, \quad (138)$$

kus f on hõõrdetegur ($f \approx 0,05-0,06$),

z — rullide arv,

M_v — ülekantav väändemoment.

Kui arvestada, et $f = \tan \varrho > \tan \frac{\alpha}{2}$, siis

$$N' < \frac{2M_v}{zD \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (139)$$

KASUTATUD KIRJANDUST.

1. Энциклопедический Справочник Машиностроения, том 2, 9, 11.
2. Ачеркан Н. С., Расчет и конструирование металлорежущих станков, Машгиз 1949.
3. Комиссаров В. Н. и Тимофеев И. Я., Соединительные муфты, ЭНИМС, ОНГИ, 1936.
4. Лукин М. Г., Муфты сцепные и упругие, ОНГИ 1935.
5. Ретшер Ф., Детали машин, т. II, Госмашметиздат, 1933.
6. Чудаков Е. А., акад., Конструирование и расчет шасси автомобиля, изд. Наркомхоза РСФСР, 1939.
7. Энде Е., Соединительные и сцепные муфты, ОНГИ, 1938.
8. Балюнов П. Ф., Расчет зубьев зубчатых муфт и определение передаваемых ими крутящих моментов, «Вестник металлопромышленности» № 9, 1939.
9. Лысов М. И., Карданные механизмы, Машгиз, 1945.
10. ГОСТ 2229-46, Муфты соединительные, упругие, отулочно-пальцевые типа «МУВП».
11. ГОСТ 5006-49, Муфты зубчатые.
12. Сулькин А. Г., К расчету упругой муфты со знеевидными пружинами, «Вестник машиностроения», № 11, Машгиз 1948.

*Vastutav toimetaja A. Kaskneem.
Tehniline toimetaja H. Kohu.*

Ladumisele antud 7. VI 1951. Trükkimisele antud 26. IX. 1951. a. Trükiarv 2000. Paber 67 × 95, $\frac{1}{16}$. Trükipoognaid 7. Formaadile 60 × 92 kohaldatud trükipoognaid 8,05. Arvutuspoognaid 7,85. MB-13950. Trükikoda „Hans Heidemann“, Tartu, Vallikraavi 4. Tellimise nr. 2043.

На эстонском языке.

Э. Соонвальд. Детали машин VIII. Муфты.

Hind rbl. 6.30

Rbl. 6.30

A-18534

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00454215 7