



E. Riives

*Mehhanismide
ja masinate
teooria*

Laboratoorsed tööd

TALLINN 1970

A-31022

TALLINNA POLÜTEHNILINE INSTITUUT
Masinaelementide kateeder

E. Riives

MEHCHANISMIDE JA MASINATE TEOORIA

Laboratoorsed tööd

Tallinn
1970

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра деталей машин

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторные работы

На эстонском языке

2

Tartu Riikliku Ülikooli

Arhiivikoogu

77875

ARHIIVKOGU

Kordustrükk

Trükkida antud 10.IX 1970. Paber 60x84/16
Trükipg. 3,75. Tingpg.3,49. Tiraaaz 1000
TPI rotaprint,Tallinn,Koskla 2/9.Tell.417

Hind 10 kop.

MEHCHANISMI KINEMAATILISE SKEEMI KOOSTAMINE JA
STRUKTUURIANALÜÜS

Teoreetilised alused

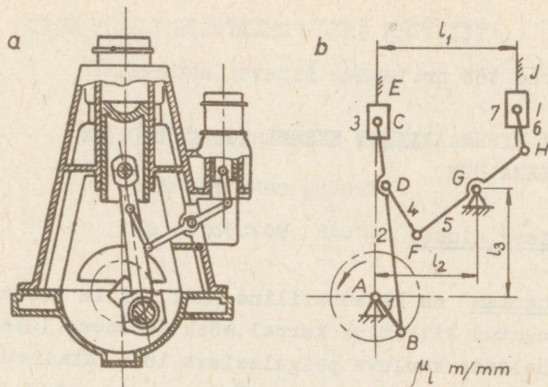
Mehhanism on kinemaatiline ahel, mille vedava lüli (lülide) etteantud liikumise korral kõik veetavad lülid liiguvad üheselt ahelasse kuuluva paigalseisva lüli (kinnislüli e. raam) suhtes. Vedavate lülide arv on võrdne ahela vabadusastmete arvuga paigalseisva kinnislüli suhtes.

Kinemaatilise ahela põhielemendiks on lüli. Lüliks on kas üksik detail (näit. vāntvõll, joon.1-1) või omavahel liikumata ühendatud detailide kompleks (näit. keps, joon.1-1).

Lülide ühendust, mis võimaldab neil teineteise suhtes liikuda, kuid seostab osa esialgseid lüli liikumise vabadusi, nimetatakse kinemaatiliseks paariks. Seotud liikumiste arvu alusel liigitatakse kinemaatilisi paare klassidesse (1. ...5. klass). Kinemaatilise paari vahendusel puutuvad ühendatud lülid teineteisega kokku nn. kinemaatiliste elementide kaudu. Kinemaatilise paari moodustavad seega kaks kinemaatilist elementi, millest üks kuulub alati ühele ja teine teisele lülile. Kinemaatiliseks elemendiks võib olla pind, joon või punkt. Esi- mesel juhul nimetatakse kinemaatilist paari madalamaks ja ka- hel viimati mainitud juhul kõrgemaks kinemaatiliseks paariks.

Mehhanismi kinemaatiline skeem on tegeliku mehhanismi või masina mõõtkavaline skemaatiline kujutis. Skeemi koostamisel kasutatakse lülide ja kinemaatiliste paaride kujutamisel nende skemaatilisi tähistusi. Profiilid, millel paiknevad kõrgema kinemaatilise paari elemendid, kujutatakse tegelikele profiilidele sarnastena. Kinemaatilistel skeemidel kasutatavad tingtähised on esitatud ГOCT-is 3462-61.

Joon.1-1 on esitatud lisakepsuga mootori konstruktiivne joonis (joon.1-1,a) ning tema kinemaatiline skeem (joon.1-1,b).



Joon.1-1

Mehhanismi struktuurianalüüsi eesmärgiks on mehhanismi vabadusastmete arvu ja klassi määramine.

Vabadusastmete arv v sõltub esmalt sidemete arvust (lülide seotud liikumiste arvust), mida põhjustavad kinemaatilised paarid, s.o.

$$v = 6n - s, \quad (1-1)$$

kus n - liikuvate lülide arv, s - kinemaatilliste paaride poolt põhjustatud lülide summaarne seotud liikumiste arv.

Lülide liikumist võivad peale eelmainitu piirata veel nn. üldised lisasidemed, mille tulemusel muutub vastavalt ka kinemaatilise ahela vabadusastmete arv. Mehhanismi vabadusastme määramisel tuleb seetõttu esmalt välja selgitada võimalike üldiste lisasidemete arv ja selle alusel määrata mehhanismi perekondlik kuuluvus ja struktuurivalem.

Mehhanismi struktuurivalemi üldkuju on:

$$v = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k=m+1} (k - m) p_k, \quad (1-2)$$

kus m - üldiste lisasidemete arv ($m = 0, 1, 2, 3$, ja 4), k - kinemaatilise paari klass, p_k - k -nda klassi kinemaatilliste paaride arv, n - liikuvate lülide arv.

Tasapinnalised mehhanismid kuuluvad 3. ja 4. perekonda ($m = 3$ ja $m = 4$) ning nende struktuurivalemid on järgmised:

kolmanda perekonna mehhanismidel

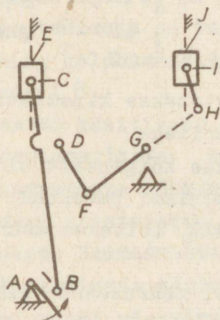
$$v_3 = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1-3)$$

ja neljanda perekonna mehhanismidel

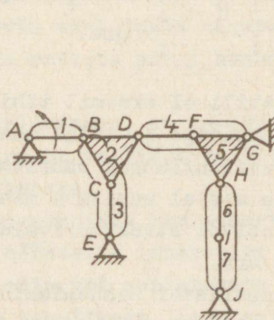
$$v_4 = 2n - p_5 \quad (1-4)$$

Neljanda perekonna tasapinnalistes mehhanismides esinevad ainult translatsioonipaarid.

Tasapinnalise mehhanismi klassi määramisel lahutatakse mehhanism struktuurilisteks algelementideks - gruppideks. Gruppideks lahutatakse kas vahetult kinemaatilisest skeemist lähtudes (joon.1-2) või mehhanismi nn. struktuuriskeemi vahendusel (joon.1-3). Struktuuriskeemi kasutatakse ainult ta-



Joon.1-2



Joon.1-3

sapinnaliste mehhanismide klassifitseerimiseks. Struktuuri-
skeem ei ole mõõtkavuline ning skeemil ei tehta vahet ro-
tatsioon- ja translatsioonipaari vahel.

Töö käik
=====

Mehhanismi kinemaatilise skeemi koostamiseks määratakse:

1. Lülide arv ja nende mõõtmised. Lülil mõõtmistest on olu-
lised ainult need, mis määravad lülile kuuluvate kinemaati-
liste elementide asukoha.

2. Kinemaatiliste paaride klass ja liik (madalam või
kõrgem) ning vastavasse klassi kuuluvate kinemaatiliste paa-
ride arv p_k .

3. Mõõtmised, mis on vajalikud kinemaatilise ahela üld-
kujunduseks (aluslülile kuuluvate kinemaatiliste elementide

vahelised kaugused, juhtsirgete kaugused teineteisest või nendevahelised nurgad jne.).

Punktides 1, 2 ja 3 märgitud andmeid on sobiv koondada tabelisse 1-1 ning siis selle alusel koostada mehhanismi kinemaatiline skeem (möötkava μ_1 m/mm).

Tabel 1-1

Kinemaatilised paarid			Lülid			Ahela baaside määramine	
Tähis	Liik	Klass	Tähis	Kinemaat. elementide arv	Mööde mm	Tähis	Mööde mm
A	madal lam	5	1	2	(AB) = 20	l_1	60
jne.			jne.			jne.	

Kinemaatilisel skeemil tähistatakse kinemaatilised paarid suurte tähtedega ja lülid numbritega.

Struktuurianalüüsil määratakse kõigepealt üldiste lisasidemete arvu alusel uuritava mehhanismi perekond. Seejärel, rakendades sobivat struktuurivalemit, leitakse mehhanismi vabadusastmete arv.

Tasapinnalistel mehhanismidel määratakse veel mehhanismi klass, milleks on vaja:

- 1) taandada kõrgemad kinemaatilised paarid ja kujutada asendava mehhanismi kinemaatiline skeem;
- 2) märgistada ja eraldada vedav lüli (vedavad lülid);
- 3) eraldada grupid. Gruppide eraldamist alustada vedavast lülist, s.o. esimesest grupist, mis on ühendatud vedava lüliga;

4) esitada mehhanismi struktuurilist ehitust väljendav seos. Nii, näiteks, joon.1-1 esitatud mehhanismi struktuurilist ehitust väljendatakse kas kujul

vedav lüli AB + 2.mod.düaad BCE + 1.mod.düaad DFG + 2.mod.düaad HIJ → II kl. mehhanism või

I → II (2,3) → II (4,5) → II (6,7).

Viimasel juhul I märgib vedavat lüli (I kl.mehh.) ja II grupi klassi.

SILINDERHAMMASRATASTE ANALÜÜS

Teoreetilised alused

Hammasrataste analüüsi eesmärgiks on olemasoleva hammasratta alusel tema valmistamiseks kasutatava lõikeriista lähtekontuuri parameetrite ning hammasratta põhimõõtmete määramine. Selle järele on vajadus siis, kui uuega asendatava hammasratta kohta puudub tööjoonis.

Lähtekontuuri parameetriteks on moodul m , profiilnurk α_0 , kõrgustegur f_0 ja radiaallõtkutegur c_0 . Hammasrataste mõõtmete arvutamiseks on tarvis veel teada nihutustegureid ξ_1 ja ξ_2 ning kaldhammastega rataste puhul hamba kaldenurka jaotussilindril β_0 .

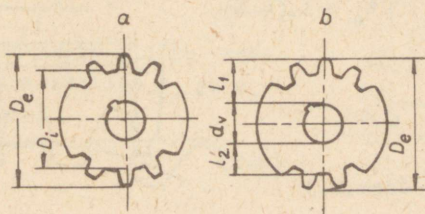
Järgnevas käsitluses eeldatakse, et analüüsitav hambapaar on korrigeerimata ning on valmistatud NSVL-is kasutatava hammasrataste lõikeriistaga.

Analüüsi alustatakse olemasoleva hambapaari (hammasratta) mõõtmisega. Hammasratta mõõtmeile lubatavate hälvete ning ka mõõtmisvigade tõttu erinevad esitatavate valemitega arvutatud suurused mõnevõrra tegelikest. Seda tuleb arvestada vastava suuruse tegeliku väärtuse määramisel.

Peade- ja jalgaderingjoone läbimõõt D_e ja D_i on vahetult mõõdetavad, kui hammaste arv z on paarisarv (joon.2-1, a). Paarituarvulise hammaste arvu korral mõõdetakse ratta rummu siseläbimõõt d_v ning pikkused l_1 ja l_2 (joon.2-1, b). Nende kaudu arvutatakse D_e ja D_i , kusjuures

$$D_e = d_v + 2 l_1 \quad \text{ja} \quad (2-1)$$

$$D_i = d_v + 2 l_2. \quad (2-2)$$



Joon.2-1

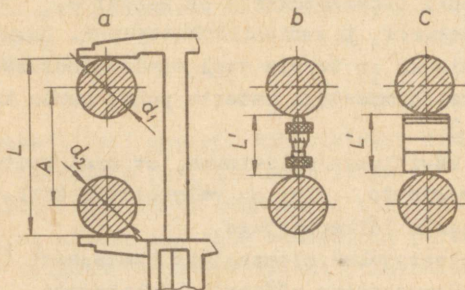
Telgedevahe A mõõtmiseks kasutatakse järgmisi mooduseid:

a. Täpse varbsirkliga määratakse pikkus L ja võllide läbimõõdud d_1 ja d_2 (joon.2-2,a) ning nende kaudu arvutatakse telgedevahe, kusjuures

$$A = L - \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2-3)$$

b. Sisemikromeetriga mõõtmisel (joon.2-2,b) avaldub telgedevahe võrdusest

$$A = L' + \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2-4)$$

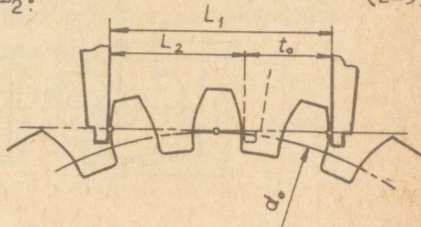


Joon.2-2

c. Pikkusmõõtplaatidega (joon.2-2,c) mõõdetakse suhteliselt väikesi telgedevahelisi kaugusi. Vaadeldaval juhul arvutatakse A valemiga (2-4).

Alussamm t_0 . Hambumise sammu alusringjoonel nimetatakse alussammuks. Kuna evolventprofiili normaal on igas profiili punktis alusringjoone puutuja, siis võttes algul varbsirkli haardesse n hammast ja mõõtes nn üldnormaali pikkuse L_1 (joon.2-3) ja seejärel $n - 1$ hambale vastava üldnormaali pikkuse L_2 , saame alussammu väljendada mõõtetulemuste vahena, s.o.

$$t_0 = L_1 - L_2 \quad (2-5)$$



Joon.2-3

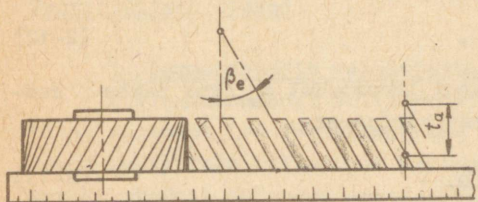
Üldnormaali pikkuse mõõtmisel peavad varbsirkli mõõteotsikud asuma profiilide evolventtsel osal. Selle tagamiseks tuleb 20°-se hambumisnurga korral haardesse võetav hammaste arv n valida tabelist 2-1.

T a b e l 2-1

z	12...18	19...27	28...36	33...45	46...54	55...63	64...72
n	2	3	4	5	6	7	8

Kaldhammasratastel mõõdetakse üldnormaali pikkust hamba normaalpinnas.

Hamba kaldenurk jaotussilindril β_a . Ligikaudu on võimalik hamba kaldenurka β_a määrata värvijäljendi kaudu, mida tekitavad hammaste pead puhtale paberile, kui veeretada ratast piki joonlaua serva (joon.2-4). Jäljendilt on mõõdetav hamba kaldenurk peadesilindril β_e ning hambumise telgsamm t_a . Kuna hammasratta kõigil koaksiaalsel silindril telgsammud on võrdsed, siis joon.2-5 alusel



Joon.2-4

$$t_a = \frac{\pi d_a}{z \operatorname{tg} \beta_a} = \frac{\pi D_e}{z \operatorname{tg} \beta_e}, \text{ millest}$$

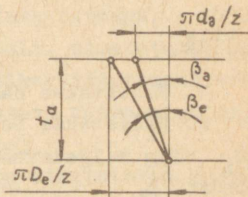
$$\operatorname{tg} \beta_a = \frac{d_a}{D_e} \operatorname{tg} \beta_e = \frac{D_e - 2 m_n}{D_e} \operatorname{tg} \beta_e. \quad (2-6)$$

Vahetult telgsammu t_a kaudu on β_a arvutatav järgnevast võrdsest (vt. joon.2-5):

$$\operatorname{tg} \beta_a = \frac{\pi(D_e - 2 m_n)}{z t_a}. \quad (2-7)$$

Hamba kaldenurka β_a võib määrata ka hambumismoodulite m_n ja m_s suhtest, kusjuures

$$\cos \beta_a = \frac{m_n}{m_s}. \quad (2-8)$$



Joon.2-5

Telgedevahelisest kaugusest A lähtudes avaldub β_a võrdusest:

$$\cos \beta_a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2A} . \quad (2-9)$$

Võrrandid (2-6)... (2-9) annavad kõik β_a väärtused teatava veaga, kuna neis esineb mõõtmise tulemusel saadud või viimaste alusel määratud suurusi.

Hambumismoodul. Hambumise normaalmoodul m_n (sirghammastega ratastel laupmoodul m) on arvutatav alljärgnevaist võrdusist:

$$m_n = \frac{D_{e1}}{2} - \frac{A z_1}{z_1 + z_2} = \frac{D_{e2}}{2} - \frac{A z_2}{z_1 + z_2} , \quad (2-10)$$

$$m_n = \frac{D_{e1} + D_{e2} - 2A}{4} = \frac{2A \cos \beta_a}{z_1 + z_2} . \quad (2-11)$$

Kui hamba jalakõrgus $h'' = 1,25 m_n$, siis

$$m_n = \frac{D_e - D_1}{4,5} . \quad (2-12)$$

Kaldhammastega ratastel laupmoodul m_s (kui hamba peakõrgus $h' = m_n$) on arvutatav võrdusest

$$m_s = \frac{D_e - 2 m_n}{z} . \quad (2-13)$$

Lähtekontuuri profiilnurk α_o on telgsammu kaudu määratav võrdusest

$$t_o = \pi m_n \cos \alpha_o , \quad (2-14)$$

millest

$$\cos \alpha_o = \frac{t_o}{\pi m_n} . \quad (2-15)$$

Võrdust (2-14) kasutatakse teadaoleva α_o puhul sageli hambumismooduli m_n arvutamiseks.

Tõs kõik

1. Määratakse hammaste arv (arvud) loenduse teel.
2. Mõõdetakse peade- ja jalgadesilindrite läbimõõdud D_e ja D_i ning telgedevaheline kaugus A ja hamba kaldenurk peadesilindril β_e .
3. Mõõdetakse alussamm t_o .

4. Arvutatakse võrranditega (2-10)... (2-13) hambumis-
moodul. Tulemus ümardatakse lähimale standardsele moodulile
(ГОСТ 9563-60).

5. Arvutatakse lähtekontuuri profiilinurk α_0 .

6. Arvutatakse hamba kaldenurk jaotussilindril β_0 .

7. Arvutatakse peade- ja jaotusringjoone lähimõõdud D_e
ja d_0 ning ülekande telgedevaheline kaugus A .

8. Koostatakse ühe hammasratta tööjoonis.

Laboratoorne töö nr.3

EVOLVENTPROFIILIGA SILINDERHAMMASRATASTE VALMISTAMINE JA
HAMBUMISE KORRIGEERIMINE

Teoreetilised alused

1. Hammasrattaste valmistamine rullumismeetodil

Rullumismeetodil silinderratta hammaste töötlemine põhineb asjaolul, et kontakteerivad hambaprofiilid osutuvad rattaste suhtelises liikumises vastastikku mähisjoonteks, s.o. kumbki profiil kujundub vastasprofiili (mähitav kõver) hetkeliste asendite mähisjoonena.

Kuna evolventhambumisel kaasprofiilideks (profiilid, mis tagavad konstantse ülekandesuhte) on kaks evolventkõverat, siis seega evolventprofiiliga silinderhammasratta valmistamiseks kasutatav lõikeriist võib olla evolventprofiiliga lõikeriist - hammasrattas või hammaslatt. Hammaste profiili kujundamisel lõikeriist nagu rullub töödeldatava ratta suhtes, millest tuleneb nimetus rullumismeetod.

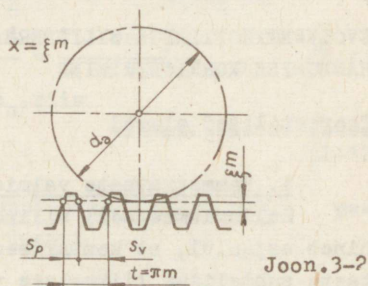
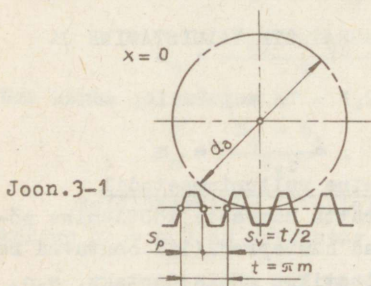
Lõikeriista "hambumist" töödeldava rattaga, millega kaasneb laastu eraldamine sellelt rattalt, nimetatakse pinkhambumiseks. Pinkhambumises veereb lõikeriist-hammaslati kesk- või jaotussirge libisemata lõigatava ratta algringjoonel, mida nimetatakse jaotusringjooneks.

Lõikeriist-hammaslati kesksirgeks nimetatakse seejuures sirget, millel hamba paksus võrdub hambavahe lausega, s.o. $s_p = s_v = t/2$, kus $t = \pi m$ - standardne samm (joon.3-1). Jao-

tussirge on aga kesksirgega paralleelne sirge, millel samm on võrdne standardsega, kuid $s_p \neq s_v$. Jaotusringjoon on seega ringjoon hammasrattal, millel samm võrdub lõikeriisthammaslati sammuga.

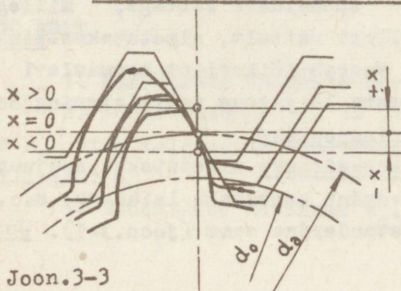
2. Hambumise korrigeerimine

Kui hammasratta valmistamisel rullumismeetodil hammaslati kesksirge veereb libisemata ratta jaotusringjoonel (joon.3-1), siis osutub jaotusringjoonel hamba paksus võrdseks hambavahe laiussega. Sellist hammasrattast nimetatakse üldnimetusega null- e. korrigeerimata hammasrattaks.



Muutes lati asendit lõigatava ratta tsentri suhtes, veereb jaotusringjoonel libisematult jaotussirge, mis kesksirgest on teatava pikkuse x võrra nihutatud (joon.3-2). Esinevat nihutust väljendatakse nihutusteguri ξ ja mooduli m korrutisena, s.o. $x = \xi m$.

Kuna jaotussirgel hamba paksus ei võrdu hambavahe laiussega, siis ka valmistatava hammasratta jaotusringjoonel eelmainitud suurused ei ole võrdsed. Sellist hammasrattast nimetatakse korrigeeritud hammasrattaks.



Võrreldes korrigeeritud hammasrattast sama hammaste arvuga nullrattaga, ilmneb, et hamba paksus ning hammaste asetus ratta tsentri suhtes (joon. 3-3) on muutunud.

Kettaga 6 on jälgalt ühendatud äärest soonestatud ketas 7, mille läbimõõt võrdub hammasratta jaotusringjoone läbimõõduga d_3 .

"Pinkhambumises" jaotusringjoon (ketas 6) veereb libisematult lati jaotussirgel. Viimane ühtib lati aluse ülemise servaga t - t. Libisematu veeremine saadakse terastradi 8 vahendusel, mille üks ots on kinnitatud lati aluse parempoolse tugiplaadi 9 külge. Kinnituskohast suundub traat lati aluse ülemist serva mööda paremale, ümbritseb ketast 6 ja suundub siis vasakpoolsele kinnitustoele 10. Traati pingutatakse käepidemega 11. Vajutusega lingile 12 kälvitava pörmehhanismiga antakse latile translatoorne ning ketale pöörlev liikumine. Kerge vajutus lamevedru 13 otsale vabastab pörmehhanismi pöidla hambumisest ning latt koos alusega on vabalt paigaldatav mõlemas suunas.

Töö käik
=====

1. Arvutatakse seadmele märgitud mooduli m ja jaotusringjoone d_3 arvühartuste kaudu hammaste arv, kusjuures

$$z = \frac{d_3}{m} . \quad (3-1)$$

Kuna kõikidel juhtudel osutub $z < 17$, siis lõikeriisthammaslatti põhjustab sisselõike.

2. Arvutatakse minimaalne nihutustegur sisselõike vältimiseks

$$\xi_{\min} = \frac{17-z}{17} \quad (3-2)$$

ja selle kaudu vajalik minimaalne lati nihutus

$$x_{\min} = \xi_{\min} m . \quad (3-3)$$

3. Arvutatakse peade- D_e ja jalgaderingjoonte D_i läbimõõdud:

a) korrigeerimata hammasrattal

$$D_e = m(z + 2) \text{ ja } D_i = m(z - 2,5) . \quad (3-4)$$

b) korrigeeritud hammasrattal

$$D_e = m(z + 2) + 2\xi m^*$$

$$D_i = m(z - 2,5) + 2\xi m. \quad (3-5)$$

Korrigeeritud ratta mõõtmete arvutusel anda ξ -le väärtused:

$$1) \xi \geq \xi_{\min} \quad \text{ja} \quad 2) 0 > \xi > -1.$$

4. Lõigatakse joonestuspaberist "tooriku" välisläbimõõdule vastav ketas.

5. Jaotatakse ketas radiaalsete kiirtega kolme ossa. Märgitakse igasse sektorisse vastav nihutusteguri väärtus ning joonestatakse peade-, jaotus- ja jalgaderingjooned.

6. Kinnitatakse "toorik" kettale 6 ning viiakse hammaslatti äärmisse parempoolsesse asendisse (vajutusega vedru 13 otsale).

7. Antakse hammaslatile nihutustegurile vastav asend. Nullhammasratta "valmistamiseks" peab hammaslatile märgitud joon (lati kesksirge) ühtima aluse skaala nulljaotusega.

8. Vajutusega lingile 12 nihutatakse latti ühe pörmehhanismi sammu võrra vasakule ning terava pliatsiga tõmmatakse hammaslati profiili mõõda joon "toorikule". Protsessi korratakse, kuni on kujunenud 2...3 hammast.

9. Arvutatakse korrigeerimata ja korrigeeritud ratta hamba paksus jaotusringjoonel ning võrreldakse tulemusi.

Hamba paksus korrigeeritud ratta jaotusringjoonel

$$s_0 = \frac{\pi m}{2} + 2\xi m \tan \alpha_0, \quad (3-6)$$

kus α_0 - hambumisnurk pinkhambumises, $\alpha_0 = 20^\circ$.

* Korrigeeritud hambumises muutub peaderingjoone läbimõõt tegelikult vähem kui $2\xi m$ võrra, selleks et säilitada ka siin radiaallõtku 0,25 m.

NUKI PROFILEERIMINE

Teoreetilised alused

Lähteandmed nuki profileerimiseks on:

1. Tõukuri liikumisseadus, s.o. nuki pöördenurga φ ja tõukuri paigutuse s või ψ vaheline seos - $s = s(\varphi)$ või $\psi = \psi(\varphi)$.

2. Liikumisfaasidele vastavad nuki pöördenurgad.

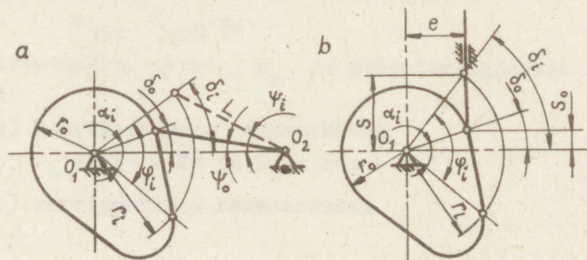
3. Nukkmehhanismi geomeetriselised parameetrid (alusringjoone raadius - r_0 , ekstsentrilisus - e , tõukuri hoova pikkus - L j.m.).

Lähteandmete alusel nuki profiili konstrueerimine toimub:

a) graafilisel teel - nuki pöördenurkadele vastavate tõukuri hetkeliste asendite alusel,

b) analüütiliselt - nuki pöördenurgale φ_1 vastava, mingit nuki profiili punkti määrava raadiusvektori r_1 ja profiilinurga α_1 alusel.

Nookuriga ja translatoorselt liikuva tõukuriga nukkmehhanismid on kujutatud vastavalt joon.4-1, a ja joon.4-1, b. Tõukuri algasendit ning mingile pöördenurgale φ_1 vastavat asendit määravad järgmised suurused: $\psi_0, \psi_1, \delta_0, \delta_1$ (joon.4-1, a) ja $s_0, s_1, \delta_0, \delta_1$ (joon.4-1, b).



Joon.4-1

Seejuures tähistab ψ tõukuri pöördenurka (indeksile "0" vastab algasend ja indeksile "1" - hetkeline asend), s - tõukuri translatoorset paigutust, φ_1 - nuki pöördenurka ja α_1 - pöördenurgale vastavat nuki profiilnurka.

Eelmärgitud suuruste alusel on arvutatavad profiili punkte määravad parameetrid α_1 ja temale vastav raadiusvektor r_1 . Nuki profiili kaju määrab funktsioon $r_1 = r_1(\alpha_1)$.

Nookuriga nukkmehanismile leitakse suurused α_1 ja r_1 , lähtudes nuki liikumisseadusest $\psi = \psi(\varphi)$, mille kaudu määratakse igale pöördenurgale φ_1 vastav tõukuri paigutus ψ_1 . Seejärel on raadiusvektor r_1 arvutatav võrrandist:

$$r_1 = \sqrt{A^2 + L^2 - 2 A L \cos \psi_1}, \quad (4-1)$$

kus A - nuki ja tõukuri pöörlemistsentrite vaheline kaugus, L - tõukuri hoova pikkus.

Profiilnurk α_1 avaldub võrdusest

$$\alpha_1 = \varphi_1 - (\delta_1 - \delta_0), \quad (4-2)$$

kusjuures

$$\sin \delta_0 = \frac{L}{r_0} \sin \psi_0 \text{ ja } \sin \delta_1 = \frac{L}{r_1} \sin \psi_1.$$

Alusringjoone raadius

$$r_0 = \sqrt{A^2 + L^2 - 2 A L \cos \psi_0}.$$

Translatoorselt liikuva tõukuri puhul funktsiooni $r_1 = r_1(\alpha_1)$ väärtuste arvutusmetoodika on analoogiline eeslesitatuga. Erinevusi on kasutatavais arvutusvalemeis.

Raadiusvektor r_1 avaldub siin võrrandist

$$r_1 = \sqrt{e^2 + s_1^2}, \quad (4-3)$$

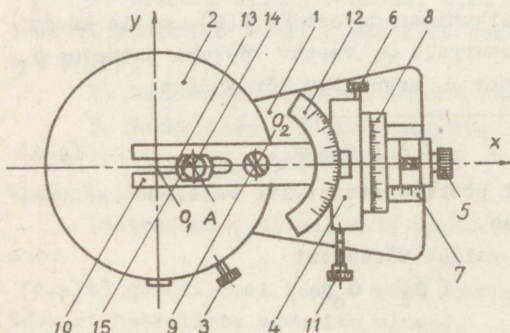
kus e - desaktsiaalsus.

Profiilnurk α_1 arvutatakse samuti seosega (4-2), kusjuures aga

$$\cos \delta_0 = \frac{e}{r_0}, \quad \cos \delta_1 = \frac{e}{r_1} \quad \text{ja } r_0 = \sqrt{e^2 + s_0^2}.$$

Seadme kirjeldus

Alusele 1 (joon.4-2) kinnitub ketas 2, mida on võimalik telje O_1 suhtes pöörata. Kettale antakse nurkpaigutusi (vastab nuki liikumisele) käepidemest 3 käivitatava hõõrd-ülekanedega. Pöörde-
nurkade mõõtmiseks on kettal 1° -se jaotusastmega skaala.



Joon.4-2

Tõukuri liikumine reprodutseeritakse korpusega 4. Korpused on alusel x- ja y-telje sihis paigaldatavad, milleks tuleb pöörata vastavalt käepidemest 5 või 6. Paigutusi x-telje sihis loetakse skaalalt 7 ja y-telje sihis skaalalt 8. Korpusele kin-

nitub juhik 10, mis on telje 9 suhtes pööratav. Juhikule antakse nurkpaigutusi käepidemega 11 ja neid mõõdetakse skaalalt 12. Juhiku paralleelsete juhtpindadega väljalõikes asub liugur 13, mille asend on muudetav juhiku suhtes. Liugurile kinnitub sirkel, mille teravikuga 14 tehtud augud ning sirkliga tõmmatud konstantse raadiusega ringid tähistavad tõukuri hetkelisi asendeid.

Nukk profileeritakse kettale kinnitatud joonestuspaberist ringile.

Tõõ käik

1. Määratakse lähteandmete alusel nuki pöördenurgale φ vastavad tõukuri paigutused s või ψ , s.o. arvutatakse funktsioonide $s=s(\varphi)$ või $\psi=\psi(\varphi)$ väärtused, andes φ -le väärtusi iga 10° järel. Arvutused teha tabelis üksiktehete kaupa.

Arvutatakse ainult tõukuri paigutused eemaldumisfaasil, kuna naasmisfaasil esinevad tõukuri paigutused võetakse eelmistele sümmeetrilistena. Joonestada graafik $s = s(\varphi)$ või $\psi = \psi(\varphi)$.

2. Arvutatakse raadiusvektoreile r_i vastavad nuki profiilinurga α_i väärtused.

3. Profileeritakse nukkk, lähtudes algul funktsioonist $s = s(\varphi)$ või $\psi = \psi(\varphi)$ ning siis $r_i = r_i(\alpha_i)$ kaudu.

Tulemusi võrreldakse.

Nukki profileeritakse nookuriga nukkmehhanismides (joon.4-1,a) alljärgnevalt:

a) viiakse kettal 2 ja korpusel skaala 8 nullasendisse,

b) antakse käepideme 5 ja skaala 7 vahendusel tsentritele O_1 ja O_2 etteantud telgedevaheline kaugus $A = O_1 O_2$,

c) kinnitatakse liugur asendisse, mis vastab tõukuri hoova pikkusele $L = AO_2$,

d) antakse kettale 2 järk-järgult pöördenurgad φ_1 ja juhikule skaala 12 järgi neile vastavad tõukuri asendid (ψ_1 väärtused),

e) vajutusega nõelale 14 ja sirkli käepideme 15 pööramisega märgitakse tõukuri rulli tsentri ning rulli asendid,

f) sirkli teravikuga tähistatud avad ühendatakse sujuva pliatsijoonega ning tõmmatakse rulli kontuuridele sisemine mähisjoon. Esimene neist määrab nuki teoreetilise ja teine tegeliku profiili.

Nukki profileeritakse translatoorselt liikuva tõukuriga nukkmehhanismis (joon.4-1,b) alljärgnevalt:

a) viiakse kettal 2 ja juhikul skaala 12 nullasendisse,

b) pööratakse käepidet 6 kuni skaalal 8 tekib antud ekstsentrilisusele e vastav lugem,

c) nihutatakse korpus-käepideme 5 pööramisega paremale, kuni skaalal 7 tekib lugem "12". Lugem "12" asub juhiku skaalal täpselt ketta 2 tsentri kohal,

d) antakse kettale 2 järk-järgult pöördenurgad φ_1 . Neile vastava tõukuri asendi määramiseks tuleb liugur nihutada juhikul asendisse s mm.

e) ja f) vt. "Nuki profileerimine nookuriga nukkmehhanismis".

Nukki profileeritakse polaarkoordinaatide r_i ja α_i alusel alljärgnevalt:

a) skaalad 12 ja 8 viiakse nullasendisse ning skaala 7 lugemile "12",

b) pööratakse järk-järgult ketast 2 nurgale φ_1 vastava väärtuse võrra,

c) igas ketta asendis asetatakse juhiku skaalale lugem, mis vastab raadiusvektorile r_1 .

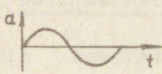
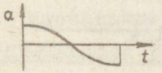
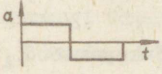

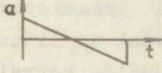
Lähteandmed nuki profileerimiseks on toodud tabelis 4-1, 4-2 ja 4-3. Lahendamisele kuuluv ülesanne määratakse šifri alusel, näit. A 3546 puhul täht "A" märgib mehhanismi tüüpi, esimene number - põhiparameetrite varianti (tabel 4-1) teine - tõukuri käigu ulatust (tabel 4-1), kolmas - tõukuri liikumisseadust (tabel 4-2) ja neljas - tsüklogrammi varianti (tabel 4-3).

T a b e l 4-1

Nukkmeehhanismi parameetrid

TÜÜP A			TÜÜP B						
Põhiparameetrid		Nookuri käik	Põhiparameetrid		Tõukuri käik				
Varian- di nr.	A mm	L mm	Varian- di nr.	Ψ	Varian- di nr.	s mm ⁰	e mm	Varian- di nr.	S mm
1	75	40	1	30°	1	20	20	1	30
2	75	46	2	32°	2	20	25	2	35
3	80	45	3	34°	3	25	15	3	40
4	80	60	4	36°	4	25	25	4	40
5	85	52	5	38°	5	30	20	5	45
6	90	60	6	40°	6	30	30	6	45

Tõukuri liikumisreed

Varian- di nr.	Kiirenduse diagramm	TÜÜP A	TÜÜP B
1.		$\psi = \psi_0 + \Psi \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1}) \right]$	$s = s_0 + S \left[\frac{\varphi}{\varphi_1} - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1}) \right]$
2.		$\psi = \psi_0 + \frac{\Psi}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi \varphi}{\varphi_1}\right) \right]$	$s = s_0 + \frac{S}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi \varphi}{\varphi_1}\right) \right]$
3.		$\psi = \psi_0 + 2\Psi \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^2$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $\psi = \psi_0 + \Psi - 2\Psi \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1}\right)^2$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi \leq \varphi_1$	$s = s_0 + 2S \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^2$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $s = s_0 + S - 2S \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1}\right)^2$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi \leq \varphi_1$
4.		$\psi = \psi_0 + 4\Psi \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^3$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $\psi = \psi_0 + \Psi - 4\Psi \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1}\right)^3$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi \leq \varphi_1$	$s = s_0 + 4S \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^3$ $0 \leq \varphi \leq \frac{\varphi_1}{2}$ $s = s_0 + S - 4S \left(\frac{\varphi_1 - \varphi}{\varphi_1}\right)^3$ $\frac{\varphi_1}{2} \leq \varphi \leq \varphi_1$
5.		$\psi = \psi_0 + \Psi \left[3\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^2 - 2\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^3 \right]$	$s = s_0 + S \left[3\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^2 - 2\left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^3 \right]$

Tabel 4-3

Tsüklogramm

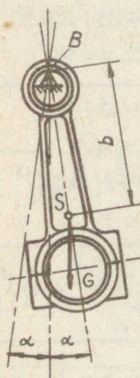
Varian- di nr.	Eemaldumise φ_1°	Kaugasendi φ_2°	Naasmise pöördenurk φ_3°	Lähiasendi φ_4°
1	100	60	100	100
2	120	100	120	20
3	100	120	100	40
4	120	80	120	40
5	100	80	100	80
6	120	60	120	60
7	120	40	120	80
8	100	40	100	120

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE FÜUSIKALISE PENDLI
MEETODIL

Teoreetilised alused

1. Lüli massi inertsimomendi määramine

Horisontaalsele prismale riputatud lüli (joon.5-1), mis võngub raskusjõu toimel riputustelje ristasapinnas, kujutab endast füüsikalist pendlit.



Joon.5-1

Füüsikalise pendli võnkeperiood

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{I_B}{G b}} \left[1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \left(\frac{1.3}{2.4}\right)^2 \times \sin^4 \frac{\alpha}{2} + \dots \right] = 2\pi\sqrt{\frac{I_B}{G b}} f(\alpha) \text{ s,} \quad (5-1)$$

kus I_B - lüli massi inertsimoment riputustelje B suhtes kgms^2 ,
G - lüli kaal kg , b - lüli massikeskme kaugus riputusteljest m, α - võnkeamplituud.

Väikeste võnkeamplituudide korral

$f(\alpha) \approx 1$ ning seega

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{I_B}{G b}} \text{ s.} \quad (5-2)$$

Suhteline viga valemil (5-2) kasutamisel ei ületa 0,1%, kui $\alpha < 8^\circ$, ning viga on alla 1%, kui $\alpha < 20^\circ$.

Valem (5-2) on rakendatav lüli massi inertsimomendi eksperimentaalseks määramiseks. Selleks on tarvilik mõõta riputatud lüli võnkeperiood T, lüli kaal G ning massikeskme kaugus riputusteljest b.

Lüli massi inertsimoment riputustelje B suhtes arvutatakse valemiga:

$$I_B = \frac{T^2 G b}{4\pi^2} \text{ kgms}^2. \quad (5-3)$$

Tavaliselt väljendatakse lüli massi inertsimoment tema massikeset läbiva telje S suhtes - I_S . Steineri lause põhjal

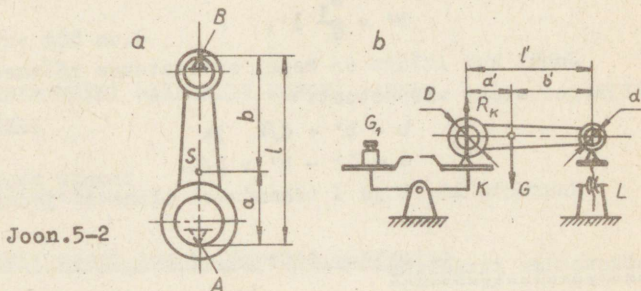
$$I_S = I_B - \frac{G}{g} b^2 = G b \left[\left(\frac{T}{2\pi} \right)^2 - \frac{b}{g} \right] \text{ kgms}^2, \quad (5-4)$$

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

2. Lüli masskeskme asend

Lüli masskeskme asendi määramiseks rakendatakse mitmesuguseid mooduseid, milledest vaatleme kahte.

a. Masskeskme asendi määramine lüli kahekordse riputusega füüsilise pendlina. Kui lülil on võimalik leida kaks sellist riputuskohta (A ja B, joon.5-2,a), mille ühendussirgel asub lüli masskeske S, siis masskeskme S asendit saab määrata kummagi riputustelje suhtes mõõdetud võnkeperioodi (T_B ja T_A) kaudu.



Joon.5-2

Valemi (5-2) alusel võnkeperiood

$$T_B = 2\pi \sqrt{\frac{I_B}{G b}} \quad (5-5)$$

ja võnkeperiood

$$T_A = 2\pi \sqrt{\frac{I_A}{G a}}, \quad (5-6)$$

kus I_B ja I_A - lüli massi inertsimoment vastavalt riputustelje B ja A suhtes, b - masskeskme S kaugus teljest B ja a - teljest A.

Lähtudes valemist (5-4) lüli massi inertsimoment

$$I_S = I_B - \frac{G}{g} b^2 = I_A - \frac{G}{g} a^2. \quad (5-7)$$

Asetades võrdusesse (5-7) võrranditest (5-5) ja (5-6)

T_B ja T_A väärtused, saame valemi masskeskme asendi arvutamiseks võnkeperioodide kaudu:

$$b = l \frac{T_A^2 - (4\pi^2 l/g)}{T_A^2 + T_B^2 - 2(4\pi^2 l/g)}, \quad (5-8)$$

kus l - riputuspunktide A ja B vaheline kaugus, s.o. $l = a + b$.

b. Kaalumise teel masskeskme asendi määramine. Vaadeldavat moodust on sobiv kasutada siis, kui lülil on üks sümmeetriatelg.

Asetades lüli kahele prismale, millest üks asetseb kaalul ja teine reguleeritava kõrgusega alusel (joon.5-2, b), on võimalik kaalu tasakaalustamisega leida toereksiooni R_K suurus, kusjuures $R_K = G_1$. Lüli masskeskme asendit määrav mõõde b' on arvatav toe L suhtes väljendatud momentide tasakaaluvõrrandist

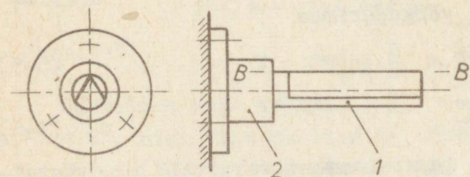
$$b' = \frac{G_1}{G} l'. \quad (5-9)$$

Juhul kui lüliliks on keps, arvutatakse mõõdmed a ja b alljärgnevatest võrdustest:

$$b = b' + d/2 \quad \text{ja} \\ a = l' - b' + D/2.$$

Suuruste l' , D ja d tähendused ilmnevad jooniselt 5-2.

Katseseadme kirjeldus



Joon.5-3

Katseseade koosneb horisontaalsest prismakujulise ristlõikega vardast 1 ja tema tugistusalusest 2, mis on kinnitatud seinale.

Töö käik

1. Mõõdetakse lüli võnkeperiood tema riputustelje suhtes.

Kui lüli masskeskme asendit on võimalik määrata lüli kahekordse riputusega, siis mõõdetakse võnkeperiood mõlema riputustelje suhtes.

Võnkeperioodi mõõtmiseks kallutatakse lüli vertikaal-asendist ligikaudu 7° -se nurga võrra ja vabastatakse siis holdest. Aega mõõdetakse stopperiga ja mõõtmist alustatakse hetkest, mil lüli on ühes piirasendis. Mõõtmist korratakse kolmel korral, kusjuures iga kord võetakse kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}). Võnkeperiood T määratakse kolme mõõtmise aritmeetilise keskmise alusel.

2. Määratakse lüli kaal (0,1%-se täpsusega), lineaarsed pikkused (1-mm täpsusega) ja masskeskme kaugus riputus-teljest.

3. Arvutatakse lüli massi inertsimoment I_S .

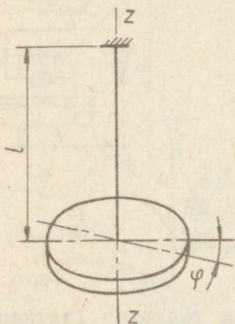
Laboratoorne töö nr.6

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE MONOFILAARSE
RIPUTUSE TEEL

Teoreetilised alused
=====

1. Lüli massi inertsimomendi määramine

Elastsest materjalist elemendi (näit. terastraat) otsa riputatud pöördekeha kujuline lüli, mille kujundustelg ühtib riputuselemendi teljega (joon.6-1, z-telg), sooritab väändevõnkeid, kui lüli pöörata riputustelje suhtes teatava väändenurga φ võrra ja siis vabastada.



Joon.6-1

Võnkuva lüli võnkeperiood T sõltub riputuselemendi väändejäikusest C ning lüli massi inertsimomendist telje z suhtes - I_z . Võnkeperiood $T = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{C}}$ s. (6-1)

Valemist (6-1) avaldub lüli massi inertsimoment z -telje suhtes:

$$I_z = \frac{T^2}{4\pi^2} C \text{ kgms}^2. \quad (6-2)$$

2. Riputuselemendi väändejäikuse määramine

Riputuselemendi väändejäikus

$$C = \frac{G I_p}{l} \frac{\text{kGcm}}{\text{rad}}, \quad (6-3)$$

kus G - nihke elastsusmoodul kG/cm^2 , I_p - riputuselemendi ristlõike polaarinertsimoment cm^4 , l - riputuselemendi vaba, s.o. väändedeformatsioonile alluv pikkus cm .

Riputuselemendi väändejäikust võib määrata:

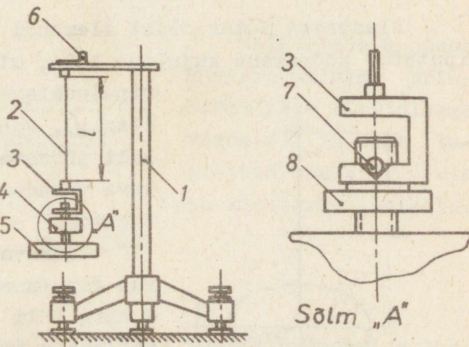
a) arvutuslikult võrduse (6-2) kaudu. Terasest riputuselemendi nihke elastsusmoodul $G = 850\,000 \text{ kG/cm}^2$ ja ringikujulise ristlõike polaarinertsimoment $I_p = \pi d^4/32$ (d - traadi läbimõõt);

b) eksperimentaalselt leitud võnkeperioodi T_e kaudu mingil teadaoleva inertsimomendiga I_{ez} lülil. Väändejäikus

$$C = I_{ez} \left(\frac{2\pi}{T_e} \right)^2 \frac{\text{kGcm}}{\text{rad}}. \quad (6-4)$$

Seadme kirjeldus

Katseseadme (joon.6-2) põhielemendid on: alus 1, riputuselement (-traat) 2, riputusraam 3 ja padrune 4. Padrunisse kinnitatakse lüli 5, mille inertsimomenti soovitakse määrata. Riputuselemendi ülemine ots on jäigalt kinnitatud alusele 1 ja alumine ots riputusraamile 3. Väände võngete tekitamine toimub käivitiga



Joon.6-2

6. Käiviti paneb lüli horisontaalpinnas võnkuma ligikaudu 10° -se võnkeamplituudiga. Padruni kinnitamine riputusraamile toimub silindrilise tihvti 7 ja mutri 8 vahendusel.

Töö käik

1. Määratakse riputuselemendi vändejäikus C .
2. Määratakse süsteemi riputusraam - padrun võnkeperiood T_0 .
3. Lülil, mille inertsimomenti soovitakse määrata, kinnitatakse padrunisse ja mõõdetakse süsteemi riputusraam - padrun - lülil võnkeperiood T_{01} .

Võnkeperioodi määramisel (p.2 ja 3) mõõdetakse stopperiga kolmel korral kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}) ja neist lähtudes arvutatakse T (vastavalt T_0 või T_{01}) kolme mõõtmise tulemuse aritmeetilise keskmisena.

4. Arvutatakse lülil inertsimoment I_1 , kusjuures

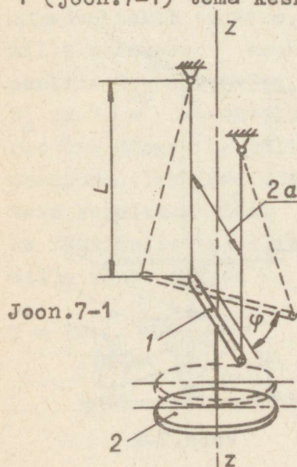
$$I_1 = \frac{C}{4\pi^2} (T_{01}^2 - T_0^2) \text{ kGms}^2. \quad (6-5)$$

Laboratoorne töö nr.7

LÜLIL INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE BIFILAARSE RIPUTUSE TEEL

Teoreetilised alused

Pöörates kahest otsast (bifilaarselt) riputatud varrast 1 (joon.7-1) tema keskkoha lähiva vertikaaltelje (z -telg)



suhtes teatava nurga φ võrra ja seejärel teda vabastades, hakkab varras sooritama võnkuvat liikumist varem märgitud telje suhtes.

Võnkeperiood T sõltub riputuse geomeetristest parameetritest, võnkeid sooritava massi ning selle inertsimomendi suurusel.

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_z L}{G a^2}} \text{ s}, \quad (7-1)$$

kus L - riputuselemendi vaba pikkus, s.o. pikkus, mis võimaldab võnkuvat liikumist, $2a$ - z -teljest sümmeet-

riliselt paiknevate riputuselementide vahekaugus, I_z - riputatud massi inertsimoment z-telje suhtes ja G - tema kaal.

Võnkeperioodi määramisel valemiga (7-1) saadakse küllaldase täpsusega tulemusi, kui väändenurk $\varphi \leq 10 \dots 12^\circ$.

Võnkuvat liikumist sooritava massi inertsimoment

$$I_z = \frac{T^2 G a^2}{4\pi^2 L} \text{ kGms}^2. \quad (7-2)$$

Valem (7-2) on rakendatav lüli massi inertsimomendi eksperimentaalseks määramiseks.

Juhul kui lüli ei ole võimalik riputada vahetult bifilaarselt (näit. ketas 2 joon.7-1), siis kinnitatakse ta riputuslülile (varras 1).

Lüli inertsimoment I_l avaldub sel juhul lüli ja riputuslüli summaarse inertsimomendi I_{rl} ja riputuslüli inertsimomendi I_r vahena, s.o.

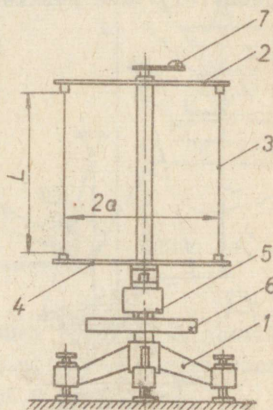
$$I_l = I_{rl} - I_r = \frac{a^2}{4\pi^2 L} (T_{rl}^2 G_{rl} - T_r^2 G_r) \text{ kGms}^2, \quad (7-3)$$

kus T_{rl} - võnkeperiood lülil koos riputuslüliga, T_r - riputuslüli võnkeperiood, G_{rl} - lüli ja riputuslüli summaarne kaal, G_r - riputuslüli kaal.

Katseseadme kirjeldus

Seadme alusele 1 (joon.7-2) on šarniirselt kinnitatud ülemine varras 2, mille küljes ripub kahel terastraadil (riputuselemendil) 3 alumine varras 4. Varda 4 aluspinna keskkohal asuvale raamile kinnitub padrune 5 (varras koos padrune moodustab riputuslüli). Padrun ühendatakse raamiga silindrilise tihvti ja mutri abil. Lüli 6, mille inertsimomenti soovitakse määrata, kinnitatakse padrunele.

Lüli pannakse võnkuma käivitiga 7, mis pöörab ülemist



Joon.7-2

varrast teatava nurga võrra. Lõpetades vajutuse käiviti pöid-
lale, tagastab vedru ülemisele vardale tema lähteasendi ja
annab sellega alumisele vardale koos lüluga võnkeliikumise.

Töö käik
=====

1. Määratakse lüli ja riputuselemendi kaal ning mõõtmed
2a ja L.

2. Määratakse võnkeperiood riputuslülil T_r ja riputus-
lulist ning lulist moodustatud süsteemil T_{r1} .

Ühe võnkeperioodi määramiseks tuleb mõlemal juhul mõõ-
ta kolmel korral kümne täisvõnke summaarne aeg (T_{10}) ning ar-
vutada võnkeperiood nende aritmeetilise keskmisena.

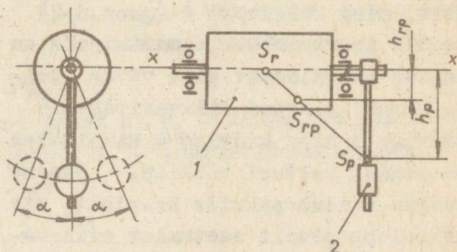
3. Valemiga (7-3) arvutatakse lüli massi inertsimoment
 I_1 .

Laboratoorne töö nr.8

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE LISAPENDLIGA

Teoreetilised alused
=====

Rootori 1 võlli otsale pendli (nn. lisapendel) 2 kin-
nitamisel tekib süsteem, mille masskese asub
punktis S_{rp} (joon.8-1, S_r ja S_p - vastavalt
rootori ning pendli masskese). Tekkinud süs-
teem kujutab ühtlasi ka füüsikalist pendlit,
mille võnkeperiood



Joon.8-1

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{rp}}{G_{rp} h_{rp}}},$$

millest

$$I_{rp} = \frac{T^2}{4\pi^2} G_{rp} h_{rp} \text{ kgms}^2, \quad (8-1)$$

kus G_{rp} - rootori ja pendli summaarne kaal, h_{rp} - süsteemi rootor - pendel masskeskme S_{rp} kaugus x -teljest.

Joon.8-1 alusel

$$G_{rp} h_{rp} = G_p h_p,$$

siit

$$h_{rp} = \frac{G_p}{G_{rp}} h_p. \quad (8-2)$$

Asetades tulemuse (8-2) valemisse (8-1) saame:

$$I_{rp} = \frac{T^2}{4\pi^2} G_p h_p \text{ kgms}^2, \quad (8-3)$$

kus G_p - pendli kaal, h_p - pendli masskeskme kaugus x -teljest.

Nagu ilmneb võrdusest (8-3), on süsteemi rootor - pendel massi inertsimomendi määramiseks vajalik teada ainult süsteemi võnkeperioodi ja pendli kaalu ning masskeskme asukohta.

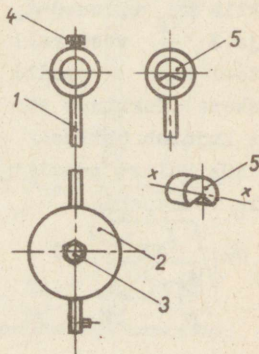
Rotoori (lül) massi inertsimoment x -telje suhtes

$$I_r = I_{rp} - I_p, \quad (8-4)$$

kus I_p - lisapendli massi inertsimoment x -telje suhtes.

Lisapendli konstruktsioon

Lisapendel koosneb vardast 1, silindrilise avaga ülalosas, ning raskusest 2 (joon.8-2). Pendli inertsimomendi muutmiseks on raskus paigaldatav piki varda telge. Raskuse asend fikseeritakse kruviga 3 ning kruviga 4 kinnitatakse pendel rootori võllile. Seadme juurde kuulub pukside komplekt, mis võimaldab pendli asetamist erinevate läbimõõtetudega võllidele. Pendli massi inertsimomendi määramiseks füüsikalise pendli meetodil asetatakse pendli avasse V-kujulise siselõikega detail 5.



Joon.8-2

Katse käik

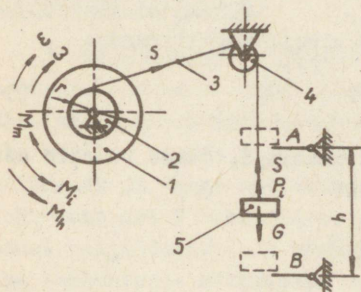
1. Määratakse lisapendli massi inertsimoment I_p ja pendli massikeskme asukoht (vt. "Lüli inertsimomendi määramine füüsikalise pendli meetodil").
2. Kinnitatakse pendel rootori völliile.
3. Määratakse süsteemi rootor - pendel võnkeperiood T .
4. Arvutatakse rootori massi inertsimoment (valem 8-4).

Laboratoorne töö nr.9

LÜLI INERTSIMOMENDI MÄÄRAMINE LASKUVA RASKUSE MEETODIL

Teoreetilised alused

Rootori 1 völliil asuvale trumlile 2 (joon.9-1) keritud



Joon.9-1

paindub lüli (traat) 3 suundub üle plokiratta 4 ja tema vabas otsas on raskus 5. Süsteem seisab paigal, kui raskus tugineb pinnale A. Tugipinna eemaldamisel hakkab süsteem raskusjõu mõjul kiirenevalt liikuma.

Trumli pöörlemistelje suhtes mõjuvate momentide ta-sakaaluvõrrand:

$$M_m - M_h - M_i = 0, \quad (9-1)$$

kus M_m - mootorne moment jõust S , M_h - kahjulike takistusjõudude (hõõrdejõud) moment, M_i - inertsijõudude moment.

Kuna mootorne moment

$$M_m = S r \text{ ja}$$

inertsijõudude moment

$$M_i = I_0 \varepsilon,$$

siis võrrand (9-1) avaldub kujul

$$S r - M_h - I_0 \varepsilon = 0. \quad (9-2)$$

Võrrandis (9-2): S - sisejõud traadis, r - trumlil traadi masskeskme paiknemise raadius, I_0 - rootori ja trumli summaarne inertsimoment telje O suhtes, ε - nurkkiirendus.

Võrrand (9-2) võimaldab eksperimentaalselt määrata lüli inertsimomenti, kui on teada painduvas lülis esinev jõud S , hõõrdemoment M_h ja nurkkiirendus ε .

Raskuse 5 laskumisest põhjustatud rootori nurkkiirendus

$$\varepsilon = \frac{a^t}{r}, \quad (9-3)$$

kus a^t - pöörlemisteljest kaugusel r oleva punkti tangentsiaalne kiirendus.

Tangentsiaalne kiirendus on võrdne raskuse G laskumise kiirendusega a , s.o. $a^t = a$. Kiirendust a on võimalik määrata laskumiskõrguse h ja -aja t kaudu. Kui $a = \text{const}$, siis

$$a = \frac{2h}{t^2}. \quad (9-4)$$

Võrrandite (9-3) ja (9-4) alusel nurkkiirendus

$$\varepsilon = \frac{2h}{t^2 r}. \quad (9-5)$$

Rakendades D'Alembert'i printsiipi, saame traadis esineva sisejõu avaldada võrrandist

$$S - G + \frac{G}{g} a = 0,$$

millest

$$S = \frac{G}{g} (g - a), \quad (9-6)$$

kus G - traadi otsa riputatud raskuse kaal, g - raskuskiirendus.

Lähtudes eeldusest, et hõõrdemoment M_h ei sõltu välisjõust G , on võimalik võrrandist (9-2) elimineerida M_h . Selleks tuleb katsetada kahe eri raskusega G_1 ja G_2 , siis on traadis erinevad ka jõud S_1 ja S_2 ning kiirendused ε_1 ja ε_2 . Viies vastavad väärtused võrrandisse (9-2), saame:

$$S_1 r - M_h - I_0 \varepsilon_1 = 0$$

ja

$$S_2 r - M_h - I_0 \varepsilon_2 = 0.$$

Eeltoodud võrrandite alusel inertsimoment

$$I_0 = \frac{(S_1 - S_2)r}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} . \quad (9-7)$$

Mingi lüli massi inertsimomendi eksperimentaalsel määramisel leitakse algul süsteemi rootor + trummel inertsimoment I_0 . Seejärel kinnitatakse süsteemi pöörlemisteljele lüli, mille massi inertsimomendi määratakse, ja leitakse veel kord võrrandi (9-7) vahendusel süsteemi rootor + trummel + lüli inertsimoment I_{01} . Lüli inertsimoment arvutatakse võrdusest

$$I_1 = I_{01} - I_0. \quad (9-8)$$

Katseseadme kirjeldus

Elektrimootori 1 (joon. 9-2) völliil asub trummel 2. Trumli otspinnale on võimalik kinnitada ketas (kettad) 3, s.o. lüli, mille inertsimomendi soovitakse seadmega määrata. Trumlile keritud traadi 4 otsas ripub raskus 5. Raskuse laskumiskõrgust ja -aega mõõdetakse varda 6 külge kinnitatud kahe blokk-kontakti 7 vahendusel. Alumine blokk-kontaktidest on vardal paigaldatav, mis võimaldab muuta laskumiskõrgust. Raskuse laskumisaega mõõtmiseks kasutatakse sekundimõõtjat 8, mille töötamist juhivad blokk-kontaktid. Ülemine blokk-kontakt lülitab sekundimõõtja töösse ja alumine seiskab ta.

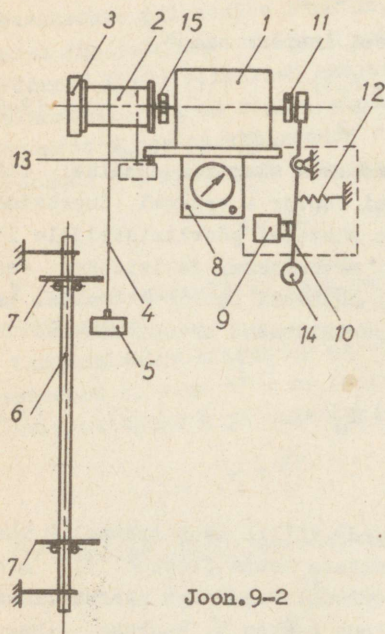
Raskuse laskumiseks viiakse lülitit "ПОДЪЕМ-ПУСК" asendisse "ПУСК". Selle tagajärjel läbib vool elektromagnetit 9. Magnet tõmbab varrast 10 vasakule ja avab piduri 11. Piduri normaalseisuks on suletud asend, mille tagab vedru 12. Raskuse mõõdamisel alumisest blokk-kontaktist lülitab viimane elektromagneti vooluringist välja, mistõttu vedru suleb piduri ja väldib sellega raskuse edasist laskumist.

Raskuse tõstmiseks lähtekõrgusele tuleb lülitit "ПОДЪЕМ-ПУСК" viia asendisse "ПОДЪЕМ". Elektromagnet avab siis pi-

duri ning traadi trumlile kerimisel tõuseb raskus üles. Raskuse jõudmisel lõpplülitini 13 katkeb elektromagneti vooluahel. Pidur sulgub vedru jõul ning fikseerib raskuse lähteasendi.

Laskumine on võimalik ka vajutusega varda 10 otsas olevale sfäärilisele nupule 14.

Seadme juurde kuulub veel andur 15 pöörlemissageduse mõõtmiseks. Vaadeldava töö juures viimati mainitud seadet ei kasutata.



Joon.9-2

Töö käik

1. Määratakse alumise blokk-kontakti asend vastavalt etteantud laskumiskõrgusele.

2. Ühendatakse seade toitevõrguga (punane kontroll-lamp süttib) ning parempoolne lüliti viiakse asendisse "МОТОР ВКЛЮЧЕН".

3. Kinnitatakse raskus trumlilt suunduva traadi otsa.

4. Tõstetakse raskus lähteasendisse - ülespoole ülemist blokk-kontakti. Selleks viiakse vasakpoolne lüliti asendisse "ПОДЪЕМ" ning keritakse traati trumlile seni, kuni raskus jõuab lõpplülitini, mis suleb piduri.

5. Viiakse blokk-kontaktide plaadid horisontaalasendisse ja sekundimõõtja nullnäidule.

6. Langetatakse raskus, viies lüliti "ПОДЪЕМ-ПУСК" asendisse "ПУСК".

Registreeritakse sekundimõõtjalt laskumisaeg (0,01 s täpsusega).

7. Katset korratakse eelesitatud järjekorras viis korda ja arvutatakse keskmine laskumisaeg.

8. Lisatakse algraskusele lisaraskus ning leitakse nende laskumisaeg viie katse tulemuse aritmeetilise keskmisena.

9. Kui katse eesmärgiks on süsteemi rootor + trummel inertsimomendi I_0 määramine, piirduakse eelesitatuga ja arvutatakse valemiga (9-7) I_0 väärtus.

10. Soovides määrata mingi lüli inertsimomenti I_1 , tuleb kinnitada lüli trumlile ja jällegi mõõta alg- ning alg- + lisaraskuse laskumisaega.

11. Võrrandiga (9-7) arvutatakse süsteemi trummel + rootor + lüli inertsimoment I_{01} .

12. Võrrandiga (9-8) määratakse lüli inertsimoment I_1 .

Laboratoorne töö nr.10

TIGUREDUKTORI KASUTEGUR

Teoreetilised alused

1. Kasuteguri arvutuslik määramine

Tigureduktori üldine kasutegur η väljendub üksikute kasutegurite korrutisena, mis arvestavad kadusid hambumises η_H laagrites η_1 ja barbotaažist (määrdeõli segamisest ning paiskamisest) η_0 .

Seega:

$$\eta = \eta_H \eta_1 \eta_0 \quad (10-1)$$

Kasutegur η_H väljendab hõõrdekadusid tigu paaris, mida põhjustab tigu keermes kulgemise sihiline libisemine. Kui vedavaks lüliks on tigu, siis

$$\eta_H = \frac{\tan \lambda_2}{\tan(\lambda_2 + \rho')}, \quad (10-2)$$

kus λ_3 - tigukeerme tõusunurk tigu jaotussilindril, $\varphi' =$
 $= \arctg f'$ - redutseeritud hõõrdenurk.

Terasest tigu ning malmist tigurattaga tigu paaris on redutseeritud hõõrdeegur $f' = 0,06 \dots 0,12$. Väiksem esitatud f' väärtustest kehtib libisemiskiirustel $v_1 > 1$ m/s.

Libisemiskiirus

$$v_1 = v_1 / \cos \lambda_3, \quad (10-3)$$

kus v_1 - tigu ringkiirus jaotussilindril.

Tigukeerme tõusunurk λ_3 arvutatakse valemiga

$$\tan \lambda_3 = z_1 / q, \quad (10-4)$$

kus z_1 - tigu keermete arv, q - tigu suhteline läbimõõt.

Kasutegur η_1 väljendab võimsuse kadu hõõrdumisest laagrites. Hõõrdekadusid, mida põhjustavad kaks ühel völlil asuvat veerelaagrit, hinnatakse kasuteguriga $\eta_{vp} = 0,99 \dots 0,995$. Seega tigureduktorites tavaliselt $\eta_1 = \eta_{vp}^2$.

Kasutegur η_3 arvutatakse valemiga:

$$\eta_3 = 1 - \frac{0,75 \cdot v \cdot B \sqrt{v \cdot v}}{10^5 \cdot N_2}, \quad (10-5)$$

kus v - õli läbiva lüli (tigu või tiguratta) kiirus m/s, v - õli kinemaatiline viskoossus töötemperatuuril cSt, B - õli läbiva lüli laius (tigul pikkus) cm, N_2 - võimsus tiguratta völlil kW.

Ligikaudselt on viskoossus ν_t cSt temperatuuril $t^\circ\text{C}$ määratav teadaoleva viskoossuse ν_{t_0} cSt kaudu temperatuuril $t_0^\circ\text{C}$ valemiga $\nu_t \approx \nu_{t_0} (t_0/t)^{2,6}$.

Eelesitatu alusel on võimalik arvutada tigureduktori ligikaudne kasutegur.

2. Kasuteguri eksperimentaalne määramine

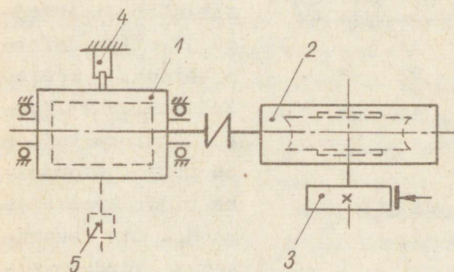
Täpselt määratakse tigureduktori kasutegur eksperimentaalselt. Sagedamini kasutatakse selleks nn. lahtise kontuuriga katsestende, mille põhielementideks on pendellaaگردusega elektrimootor (joon. 10-1), katsetatav reduktor 2 ja koormamiseade 3.

Tiguredukatori vedavale (tigu) ja veetavale (tiguratta) völliile faktiliselt mõjuva pöördemomendi alusel on arvutatav reduktori kasutegur, kusjuures

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 i} \cdot \quad (10-6)$$

Valemis (10-6): M_1 - pöördemoment tigu völliil ja M_2 - pöördemoment tiguratta völliil, i - ülekanearv.

Tiguvölliil mõjuva pöördemomendi M_1 mõõtmiseks kasutatakse veerelaagritele tugistatud staatoriga elektrimootorit, nn. pendellaagerdusega mootorit. Rootori ja staatori elekt-



Joon. 10-1

rilisest sidestusest tingituna mõjub staatorile reaktiivmoment M_s , mis on võrdne tiguvölliil esineva pöördemomendiga. Reaktiivmoment püüab staatorit pöörata vastassuunas mootori pöörlemissuunaga. Staatori pöördumise tõkestamine elastse toe (pos. 4, joon. 10-1) või tasakaalustava raskusega 5 võimal-

dab mõõta tiguvölliil esinevat pöördemomenti.

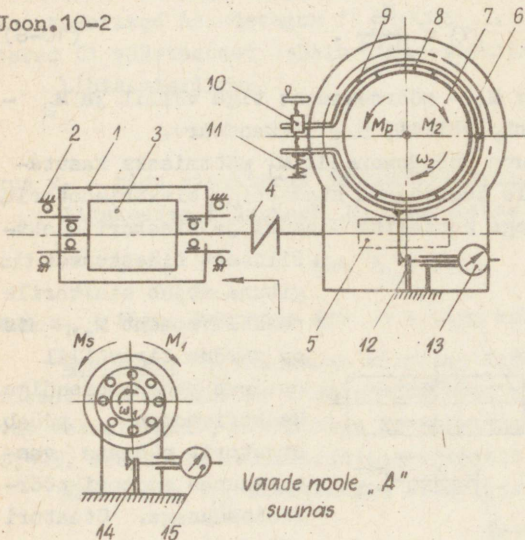
Pöördemoment tiguratta völliil M_2 võrdub piduri 3 poolt tekitatud pidurdusmomendiga M_p . Kui pidur on alusraamiga sidestamata, mõõdetakse pidurdusmomenti, nagu eespool näidatud.

Katseseadme kirjeldus

Elektrimootori staator 1 (joon. 10-2) on tugistatud veerelaagritele 2 ning ta saab pöörduda rootori 3 pöörlemistelje suhtes. Sidur 4 ühendab elektrimootorit reduktori tiguvölliiga 5. Tiguga hambumises oleva tiguratta 6 völliil asub mehaanilise piduri trummel 7. Piduriklotsid 8 on kinnitatud klambritele 9. Klambrite ühed otsad ühenduvad šar-

niirselt, teised on lahtised. Lahtiste otste vahekaugus ringseega ka klotside poolt trumlile tekitatav normaaljõud on keermepaari 10 ja vedru 11 vahendusel reguleeritav.

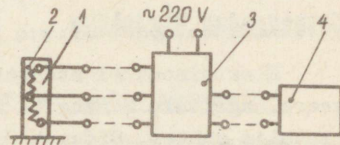
Joon.10-2



Töötavas standis piduriklotsidele mõjuvad hõõrdejõud püüavad neid koos hoideklambritega pöörata vastassuunaliselt tiguratta pöörlemisele. Pöördumist takistab lehtvedru 12, mille deformatsiooni mõõdab indikaator 13. Vedru deformatsioon on proportsionaalne pidurdusmomentidega M_p , mis suuruselt on võrdne pöördemomentidega tigu-

rattal M_2 , s.o. $M_p = M_2$. Tiguvõllile mõjuv koormus M_1 põhjustab staatorile reaktiivmomenti M_s ($M_1 = M_s$), mis püüab staatorit pöörata rootori pöörlemistelje suhtes. Pöördumist tõkestab lehtvedru 14, mille deformatsiooni mõõdab indikaator 15.

Pöördemomente M_1 ja M_2 on võimalik mõõta ka lehtvedru-
dele 12 ja 14 (joon. 10-3, pos. 1) kleebitud andurite 2 vahendusel. Andurite takistustraadid on ühendatud sildskeemis ja neid toidetakse võimendajast 3. Takistusid, mis on proportsionaalsed pöördemomentidega, mõõdetakse ostsillograafia 4.



Joon.10-3

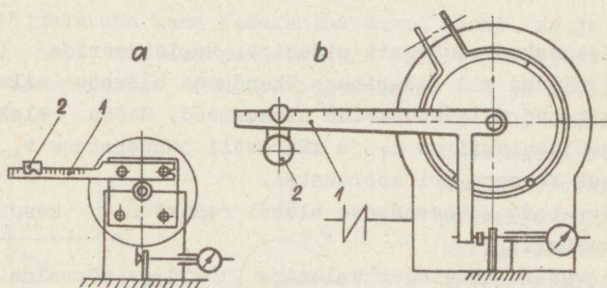
Katseseadme parameetrid

Tigupaar: tigu - teras, tiguratas - malm, tigu keerme-
te arv $z_1 = 3$, tiguratta hammaste arv $z_2 = 84$, tigukeerme
tõusunurk jaotussilindril $\lambda_2 = 10^\circ 19'$, tigu suhteline läbi-
mõõt $q = 16,5$, tigu pikkus $L = 60$ mm, telgmoodul $m = 2$ mm.

Elektrimootor: võimsus $N = 0,18$ kW, pöörlemiskiirus
 $n = 1420$ p/min, pinge 200 V.

Mõõtevahendite tareerimine

Pöördemomentide M_1 ja M_2 tegelike väärtuste määrami-
seks indikaatori osuti näitude või valgustäpi asendi alusel
ostsillograafi ekraanil on tarvis enne vastavad mõõteva-
hendid tareerida. Tareerimisel koormatakse vedrusid (pos.12
ja 14, joon. 10-2) tuntud suurusega momentidest põhjustatud
jõududega ning määratakse neile vastav indikaatori näit või
valgustäpi asend ekraanil. Momendi tekitamiseks kasutatakse
kange (pos. 1, joon. 10-4), millel raskuse 2 asendit muutes
saadakse erineva väärtusega momente. Kangi kinnitus staato-
rile on kujutatud skeemil joon. 10-4, a ja kangi asetus ti-
guratta völliil joon. 10-4, b.



Joon. 10-4

Tareerimistegur

$$\mu = \frac{M}{I} \text{ kGcm/mm,} \quad (10-7)$$

kus M - moment kGcm, l - momendile vastav vedru deformatsioon mm.

Tareerimistegur μ väljendab seega momenti kGcm, mis põhjustab ühikulise hälbe indikaatori osutil (tavaliselt 0,01mm) või valgustäpil. Otstarbekas on tareerimistegurit μ määrata momendi muutuse ΔM ja sellele vastava näidu muutuse Δl alusel, kuna see väldib kangi omakaalust põhjustatud momendi ja täpse algasendi arvestamise vajadust. Tareerimise lähteandmed ja tulemused koondada alloleva kujuga tabelisse:

Ülg	Raskus	Moment	Momendi muutus	Indikaatori näit või valgustäpi asend	Näidu muutus	Tareerimistegur
L	G	$M = LG$	$\Delta M = M_k - M_1$	l	$\Delta l = l_k - l_1$	$\mu = \Delta M / \Delta l$
cm	kG	kGcm	kGcm	mm	mm	kGcm/mm

Töö käik

1. Tareerida mõõtevahendid ja määrata tareerimistegur μ .
2. Lülitada mootor 220 V toitevõrku ja lasta seadmel töötada püsiva temperatuuri saavutamiseni.
3. Fikseerida indikaatorite algnäidud. Ostsillograafiga tekitada ekraanile vaba silmusega paigalseisev valguspunkt.
4. Koormata reduktorit piduriga. Registreerida indikaatorite näidud või anduritega ühenduses olevate silmuste poolt tekitatud valguspunktide nihkumised. Mõõta elektrimootori pöörlemiskiirus n_1 ja määreõli temperatuur t_0 .
Katset korrata eri koormustel.
5. Arvutada katseandmete alusel reduktori kasutegur eri koormustel.
6. Arvutada kasutegur valemiga (10-1) ja võrrelda tulemust eelmises punktis saaduga.

Mõõtmis- ja arvutustulemused koondada järgneva kujuga tabelisse:

Katse nr.	l_1 mm	l_2 mm	n_1 p/min	t °C	M_1 kGcm	M_2 kGcm	N_2 kW	η

PÖÖRLEVATE LÜLIDE BALANSSEERIMINE

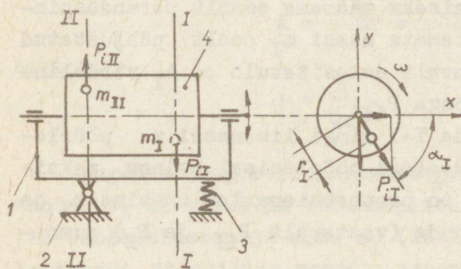
Teoreetilised alused

Lüli on täielikult tasakaalustatud, kui tema pöörlemistelg ühtib lüli tsentraalse inertsipeateljega. Tingituna valmistus- ja montaažvigadest esineb alati teatava suurusega tasakaalustamatust (disbalanss), mille olemasolu tunnuseks on lüli pöörlemisel esinevad vibratsioonid. Vaadeldaval juhul tasakaalustamatust põhjustavate masside suurus ning asetus ei ole teada. Nende määramist koos lüli tasakaalustamisega nimetatakse lüli balansseerimiseks ja seda tehakse vastavalt eriseadmeil.

Lüli tasakaalustamatust põhjustavate masside all tuleb seejuures mõista fiktiivseid, teatavaise lüli pöörlemisteljega ristiolevatesse tasapindadesse redutseeritud tasakaalustamata masse, mis põhjustavad lülile niisama suure tasakaalustamatuse, kui tal tegelikult on.

Balansseerimine ning selleks kasutatavate seadmete konstruktsioon põhinevad järgnevatel asjaoludel:

1. Pöörleva lüli tasakaalustamatust võime vaadelda alati põhjustatuna kahe tasakaalustamata massi (m_I ja m_{II} , joon. 11-1) poolt, mis asuvad etteantud pöörlemisteljega ristiolevais tasapindades (nn. paranduspinnad I-I ja II-II, joon. 11-1).



Joon.11-1

2. Tasakaalustamata massi staatiline moment rootori pöörlemistelje suhtes (staatiline disbalanss) on proportsionaalne süsteemi rootor - raam (joon. 11-1) resonantsolukorras esineva amplituudiga A , s.o.

$$A = \mu m r, \quad (11-1)$$

kus μ - proportsionaalsustegur, m - tasakaalustamata mass, r - massi kaugus pöörlemisteljest.

Võrdusest (11-1) ilmneb, et võnkeamplituudid on proportsionaalsed neid põhjustavate inertsijõududega.

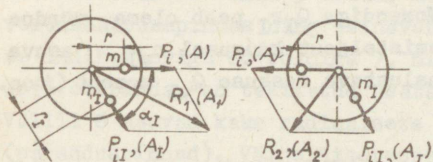
Balansseerimisseadme põhielemendiks on raam 1 (joon. 11-1), mis ühest otsast on šarniirselt ühendatud alusega 2 ja teisest tugistub elastsele toele 3. Balansseeritav rootor 4 asetatakse raamile selliselt, et üks paranduspindadest (näit. II-II) läbiks šarniiri telje.

Oletame algul, et tasakaalustamata masside m_I ja m_{II} suurused ning asendid r_I , r_{II} ja α_I , α_{II} (vt. joon. 11-1) on teada. Rootori pöörlemisel põhjustavad massid m_I ja m_{II} inertsijõud P_{iI} ja P_{iII} , millest P_{iII} tasakaalustatakse šarniirse toe reaktsioonijõuga. Inertsijõu P_{iI} y-telje sihiline komponent põhjustab aga šarniiri telje suhtes muutliku suurusega momendi, mille tagajärjel raam hakkab vertikaalpinnas võnkuma. Võnkeamplituud on seejuures maksimaalne, kui rootori pöörlemis- ja süsteemi raam + rootor omavõnkesagedused ühtivad. Resonantsolukorda vältakse süsteem sel teel, et algul kiirendatakse rootorit-kuni pöörlemissageduseni, mis ületab süsteemi omavõnkesageduse, ning seejärel lastakse tal vabalt pöörelda. Nüüd väheneb rootori pöörlemissagedus hõõrdumise ja keskkonna takistuse tõttu ning teataval hetkel võrdub ta süsteemi omavõnkesagedusega - tekib resonants. Resonantsil esineva võnkeamplituudi kaudu on võimalik määrata tasakaalustamata massi suurus ja asend valitud paranduspindades ning nende alusel balanseerida rootor.

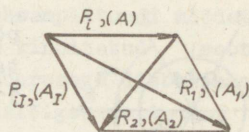
Rootori balansseerimiseks määrame esmalt paranduspinnas I-I asuva tasakaalustamata massi m_I poolt põhjustatud võnkeamplituudi A_I . Vastavalt eeslitatule on A_I võrdeline teda põhjustava inertsijõuga P_{iI} .

Asetame paranduspinda I-I mingi lisamassi m pöörlemisteljest kaugusele r . Rootori pöörlemisel esinev maksimaalne võnkeamplituud A_1 on proportsionaalne massist m_I ja m põhjustatud inertsijõudude (vastavalt P_{iI} ja P_i) summaga R_1 (joon. 11-2, a).

Emaldame lisamassi m ja asetame ta uuesti samale kaugusele, kuid teisele poole pöörlemistelge. Nüüd on resonantsil esinev võnkeamplituud A_2 jällegi võrdeline inertsijõudude P_{I1} ja P_{I2} summaga R_2 (joon. 11-2,b).



Joon. 11-2



Joon. 11-3

Joon. 11-2, a ja 11-2, b ilmneb, et mõlemad inertsijõudude (võnkeamplituudide) parallelogrammid on võrdsed, seega võime nad esitada ühisel joonisel (joon. 11-3).

Parallelogrammi külgede ruutude summa võrdub diagonaalide ruutude summaga, s.o.

$$2A^2 + 2A_1^2 = A_1^2 + A_2^2. \quad (11-2)$$

Võrdusest (11-2) avaldub lisamassist m põhjustatud võnkeamplituud A :

$$A = \sqrt{\frac{A_1^2 + A_2^2 - 2A_1^2}{2}}. \quad (11-3)$$

Väljendades lisamassi m tema kaalu Q kaudu ning rakendades võrrandit (11-1) saame:

$$A = \mu mr = \mu' Qr,$$

siit

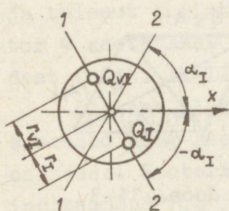
$$\mu' = \frac{A}{Qr}. \quad (11-4)$$

Lugeses proportsionaalsusteguri μ' antud seadmel konstantseks, on võimalik võnkeamplituudi A_1 kaudu, mida põhjustab tasakaalustamata mass m_I (kaaluga Q_I), arvutada tasakaalustamata staatiline moment paranduspinnas I-I. Võrrandi (11-1) alusel

$$Q_{I}r_{I} = \frac{A_{I}}{j}$$

ehk

$$Q_{I}r_{I} = \frac{A_{I}Q_{r}}{A}. \quad (11-5)$$



Joon. 11-4

Momendiga $Q_{I}r_{I}$ peab olema võrdne pöörlemisteljest kaugusel r_{VI} asuva tasakaalustava raskuse Q_{VI} moment (joon. 11-4):

$$Q_{I}r_{I} = Q_{VI}r_{VI}.$$

Etteantud raskuse Q_{VI} puhul tema kaugus pöörlemisteljest

$$r_{VI} = \frac{Q_{I}r_{I}}{Q_{VI}} = \frac{A_{I}Q_{r}}{AQ_{VI}}. \quad (11-6)$$

Radiusvektori r_{VI} sihti määrav nurk α_I on joon. 11-3 alusel arvutatav võrrandist

$$A_2^2 = A_I^2 + A^2 - 2A_I A \cos \alpha_I,$$

millest

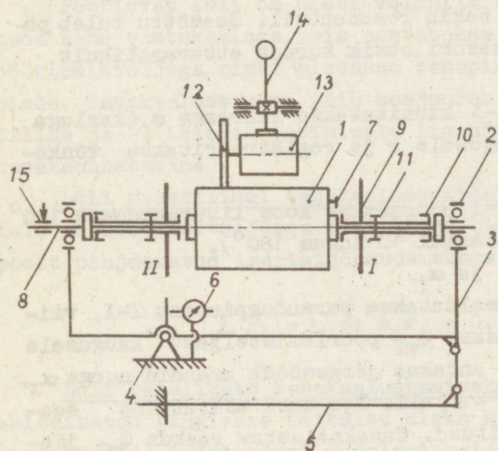
$$\cos \alpha_I = \frac{A_I^2 + A^2 - A_2^2}{2A_I A}. \quad (11-7)$$

Nurga $\cos \alpha_I$ väärtusele vastab kaks nurka: $-\alpha_I$ ja $+\alpha_I$. Seega tasakaalustav raskus peab asuma ühel diameetritest, mis on määratud vastavalt nurgaga $-\alpha_I$ või $+\alpha_I$ (joon. 11-4).

Seejärel määratakse tasakaalustav raskus Q_{VII} ja tema asend r_{VII} paranduspinnas II-II. Selleks võetakse rootor raamilt ja pööratakse 180° ning asetatakse uuesti raamile. Suuruste Q_{VII} ja r_{VII} määramine on analoogiline eeslesitatuga.

Katseseadme kirjeldus

Balansseeriv rootor 1 (joon. 11-5) toetub veerelaagri- te 2 kaudu pendelraamile 3. Pendelraami vasakpoolne ots on alusega 4 ühendatud šarniirselt, kuna parempoolne toetub alusele elastse varda 5 kaudu. Raami võnkumine on võimalik vertikaaltasapinnas ning esinevat võnkeamplituudi mõõdetakse indikaatoriga 6. Poldiga 7, mis on kinnitatud rootori ühte otspinda, on tekitatud teatava suurusega disbalanss. Võllil 8 asuvad kaks radiaalsete väljalõigetega ketast 9 (paranduspinnad). Väljalõigetesse kinnitatakse rootori ta- sakaalustamiseks vajalikud raskused. Raskusele soovitava



Joon. 11-5

asendi andmiseks on väljalõike äärel mõõtetähisega skaala ning rootori telje suhtes pööratavad kettad. Pöördenurki mõõdetakse skaalalt 10 ning ketaste asend võlli suhtes fikseeritakse kruviga 11. Vasakpoolne ketas asub rootori teljel sellises asendis, et tema kesktasapind läbib pendelraami ja aluse ühendusšarniiri telje. Rotorile antakse pöörlev liikumine hõõrdrattaga 12, mis asub elektrimootori 13 võllil, ning viiakse kokkupuu- tesse rootoriga kangi 14 abil. Kangi allavajutamisel käivitub ühtlasi ka elektrimootor. Mootori seiskamiseks tuleb kangile anda algasend. Rotori pöörlemise kiireks peatami- seks on võlli vasakpoolsel otsal pidur 15.

asendi andmiseks on väljalõike äärel mõõtetähisega skaala ning rootori telje suhtes pööratavad kettad. Pöördenurki mõõdetakse skaalalt 10 ning ketaste asend võlli suhtes fikseeritakse kruviga 11. Vasakpoolne ketas asub rootori teljel sellises asendis, et tema kesktasapind läbib pendelraami ja aluse ühendusšarniiri

Töö käik

1. Aluse toetuskruiide reguleerimisega viiakse pendelraam horisontaalasendisse.

2. Kettaile 9 antakse algasend, mis vastab skaala 10 nullnäidule.

3. Indikaatori väline skaala viiakse näidule null ja märgitakse väikese skaala alglugem.

4. Määratakse paranduspinnas I-I esinevast tasakaalustamatuses põhjustatud võnkeamplituud A_I .

Amplituudi mõõdetakse kolm korda ja A_I leitakse nende aritmeetilise keskmisena. Käivitamisel esinevast pendelraami kaldumisest võib indikaator registreerida võnkeamplituudi, mis on suurem, kui tekib resonantsil. Seetõttu tuleb pärast käivitamist indikaatori otsik suruda ettevaatlikult uuesti vastu raami.

5. Paranduspinda I-I kinnitatakse lisamass m (kaaluga Q) pöörlemisteljest kaugusele r ja registreeritakse võnkeamplituud A .

6. Paranduspinda I-I pööratakse koos lisaraskusega 180° rootori telje suhtes (skaalal 10 lugem 180°).

7. Arvutatakse r_{VI} ja α_I .

8. Lisaraskus Q eemaldatakse paranduspinnast I-I, viimasesse kinnitatakse raskus Q_{VI} pöörlemisteljest kaugusele r_{VI} ja raadiusvektorile antakse järgemööda asendid nurga α_I , $-\alpha_I$, $180^\circ + \alpha_I$ ja $180^\circ - \alpha_I$ all. Iga kord määratakse seejuures esinev võnkeamplituud. Tasakaalustav raskus Q_{VI} jäetakse asendisse, mille puhul esinev võnkeamplituud oli minimaalne (A_j).

9. Määratakse paranduspinda I-I jääv staatiline disbalanss

$$Q_j r_{VI} = \frac{A_j}{\mu}.$$

PÖÖRLEVATE MASSIDE TASAKAALUSTAMINE

Teoreetilised alused

Pöörlevat liikumist sooritavad lülid püütakse valmistada sellistena, et nad oleksid tasakaalustatud, s.o. koosneksid ühest või mitmest lüli pöörlemisteljega ühtiva ühise teljega silindrilisest kehast. Paljudel juhtudel ei ole võimalik lülile sellist kuju anda (näit. väntvõll). Tekib lüli tasakaalustamise vajadus, mida tehakse lülile kinnitatavate vastukaaludega.

Pöörlevat lüli on alati võimalik täielikult tasakaalustada kahe vastukaaluga, mis asetatakse kahte vabalt valitud pöörlemisteljega risti olevasse tasapinda, nn. parandustasapinda. Tasakaalustamine võib seejuures olla 1) ainult staatiline ja 2) täielik (eelmisele lisandub veel dünaamiline tasakaalustamine).

Lüli staatilisel tasakaalustamisel mandetakse vastukaalule mõjuva inertsijõuga lüli kõigi tasakaalustamata masside poolt põhjustatud inertsijõudude summa nulliks, s.o.

$$\sum \vec{F}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 = 0. \quad (12-1)$$

Lüli täielikuks tasakaalustamiseks on vajalik, et pärast eelesitatud tingimuse täitmist oleks kõigi inertsijõudude momentide (M_1) summa mingi pöörlemisteljega risti oleva tasapinna suhtes null, s.o. samaaegselt peavad olema täidetud tingimused

$$\sum \vec{M}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 \vec{l}_1 = 0 \text{ ja} \quad (12-2)$$

$$\sum \vec{F}_1 = \sum \omega^2 m_1 \vec{r}_1 = 0.$$

Võrrandites (12-1) ja (12-2) on ω lüli pöörlemise nurkkiirus, m_1 - mass (tasakaalustamata kui ka vastukaalu mass), r_1 - massi kaugus lüli pöörlemisteljest ja l_1 - massi kaugus mingist vabalt valitud tasapinnast (parandustasapinnast).

Olgu joonise alusel määratud tasakaalustamata masside m_1, m_2, m_3 suurused ning kaugused pöörlemisteljest r_1, r_2, r_3 ja nende omavahelist asetust erinevais tasapindades määravad nurgad $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. Tasakaalustamiseks tarvilikud vastukaalud paigutatakse paranduspindadesse I-I ja II-II (joon. 12-1). Masse kaugused paranduspinnast on l_1, l_2, l_3 .

Lüli staatiliseks tasakaalustamiseks, nagu see ilmneb võrdusest (12-1), piisab ühest vastukaalu massist m_{st} , mis asub pöörlemisteljest kaugusel r_{st} . Asendades massid neile vastavate kaaludega (Q_i) ning jättes kirjutamata võrrandis (12-1) esineva ühise teguri ω^2 , saame:

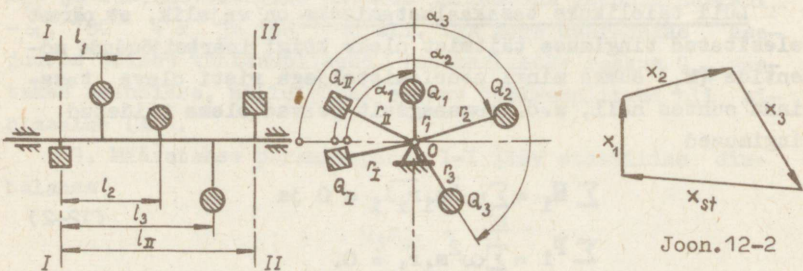
$$Q_1 \bar{r}_1 + Q_2 \bar{r}_2 + Q_3 \bar{r}_3 + Q_{st} \bar{r}_{st} = 0. \quad (12-3)$$

Võrrandit (12-3) on otstarbekas lahendada graafiliselt. Selleks väljendame iga vektori $Q_i \bar{r}_i$ sirglõiguna \bar{x}_i (mm), kasutades selleks vabalt valitud mastaabi μ_P kGcm/mm, s.o.

$$Q_i r_i = \mu_P \bar{x}_i. \quad (12-4)$$

Võrrand (12-3) on esitatav nüüd kujul:

$$\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3 + \bar{x}_{st} = 0. \quad (12-5)$$



Joon. 12-1

Ehitame võrduse (12-5) alusel jõudude plaani (joon. 12-2). Plaanilt on määratav võrduses (12-5) esinev tundmatu x_{st} ja selle kaudu vastukaalu Q_{st} suurus (valitud r_{st} puhul):

$$Q_{st} = \frac{\mu P^x_{st}}{r_{st}} \quad (12-6)$$

Vastukaalu asendi valitud paranduspinnas määrab läbi O-punkti (joon. 12-1) lõigule x_{st} tõmmatud paralleeljoon.

Lüli täielikuks tasakaalustamiseks, mis toimub kahe vastukaaluga Q_I ja Q_{II} , peavad olema täidetud tingimused:

$$Q_1 \overline{r_1 l_1} + Q_2 \overline{r_2 l_2} + Q_3 \overline{r_3 l_3} + Q_{II} \overline{r_{II} l_{II}} = 0 \quad \text{ja} \quad (12-7)$$

$$Q_1 \overline{r_1} + Q_2 \overline{r_2} + Q_3 \overline{r_3} + Q_{II} \overline{r_{II}} + Q_I \overline{r_I} = 0. \quad (12-8)$$

Võrrand (12-7) väljendab inertsijõudude momente paranduspinna I-I suhtes ja temas esinevaks tundmatuks liikmeks on $Q_{II} \overline{r_{II} l_{II}}$. Iga inertsijõu momentvektor on risti vastava raadiusvektoriga. Vastukaalu asendi koheseks leidmiseks võrrandi (12-7) graafilise lahendamise alusel, pöörame kõiki momentvektoreid 90° võrra, s.o. viime nad paralleelseteks raadiusvektoriga r_i (vektori märk kehtib nüüd ainult raadiuse kohta).

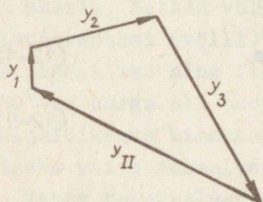
Kasutades valitud mastaabi μ_{M_i} kGcm²/mm, väljendame iga vektori $Q_i \overline{r_i l_i}$ sirglõiguna $\overline{y_i}$, kusjuures

$$y_i = \frac{Q_i r_i l_i}{\mu_{M_i}} \text{ mm.} \quad (12-9)$$

Võrrand (12-7) avaldub nüüd kujul:

$$\overline{y_1} + \overline{y_2} + \overline{y_3} + \overline{y_{II}} = 0. \quad (12-10)$$

Võrduses (12-10) esineva tundmatu liikme y_{II} saame määrata inertsijõudude momentide plaanist (joon. 12-3). Vastukaalu suurus paranduspinnas II-II



$$Q_{II} = \frac{\mu_{M_i} y_{II}}{r_{II} l_{II}} \quad (12-11)$$

Vastukaalu asendi määrab y_{II} suund ja raadius r_{II} .

Joon. 12-3

Vastukaalu suurus ja asend paranduspinnas I-I leitakse võrrandi (12-8) graafilisest lahendusest, mis lahendatakse analoogiliselt võrrandiga (12-3).

Pöörleva lüli täielikuks tasakaalustamiseks vajalike vastukaalude suurus ja asendit võib määrata ka alljärgnevalt.

Lüli pöörlemisel nurkkiirusega ω põhjustavad tasakaalustamata massid m_1 , m_2 ja m_3 (vastavalt kaaludega Q_1 , Q_2 ja Q_3) inertsijõude P_{11}^I , P_{12}^I ja P_{13}^I (joon. 12-4). Iga inertsijõu võime lahutada kaheks paralleeljõuks, mis asuvad vastavalt tasapindades I-I ja II-II. Komponentjõudude suurused on arvatavad järgnevatest võrranditest:

$$\begin{aligned} P_{11}^I &= P_{11} \frac{b_1}{l}, & P_{11}^{II} &= P_{11} \frac{a_1}{l}, \\ P_{12}^I &= P_{12} \frac{b_2}{l}, & P_{12}^{II} &= P_{12} \frac{a_2}{l}, \\ P_{13}^I &= P_{13} \frac{b_3}{l}, & P_{13}^{II} &= P_{13} \frac{a_3}{l}. \end{aligned}$$

Liites geomeetriliselt paranduspindadesse redutseeritud inertsijõudude komponendid, saame (joon. 12-5):

$$\begin{aligned} \overline{R}_I &= \overline{P}_{11}^I + \overline{P}_{12}^I + \overline{P}_{13}^I \quad \text{ja} \\ \overline{R}_{II} &= \overline{P}_{11}^{II} + \overline{P}_{12}^{II} + \overline{P}_{13}^{II}. \end{aligned}$$

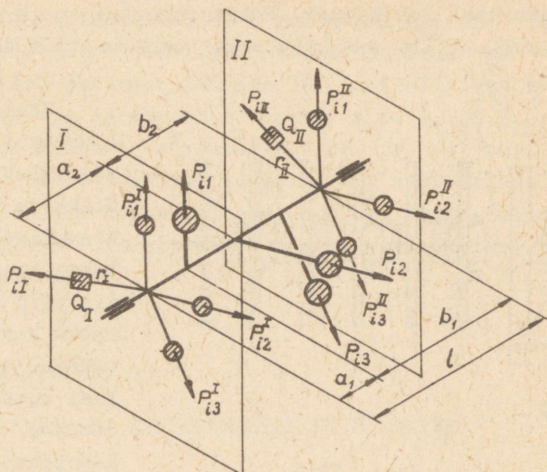
Resultantinertsijõud R_I ja R_{II} on proportsionaalsed paranduspindadesse redutseeritud tasakaalustamata massidega.

Vastukaalu poolt põhjustatud inertsijõud peavad olema võrdsed resultantinertsijõududega, s.o. $P_{1I} = R_I$ ja $P_{1II} = R_{II}$. Tasakaalustuseks vajalike vastukaalude suurus Q_I ja Q_{II} või nende kaugus pöörlemisteljest r_I ja r_{II} on arvatatud võrdustest:

$$Q_I r_I = \frac{g R_I}{\omega^2} \quad \text{ja} \quad (12-12)$$

$$Q_{II} r_{II} = \frac{g R_{II}}{\omega^2}. \quad (12-13)$$

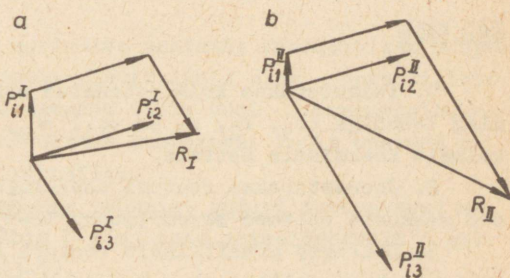
Vastukaalu asetuse paranduspinnas määrab resultantinertsijõu suund.



Joon. 12-4.

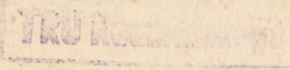
Katseseadme kirjeldus

Võllil 1 (joon. 12-6) asub viis alumiiniumist ketast 2. Ketaste vahekaugus üketeisest on 80 mm, mida tagavad võllile kinnitatud distantspuksid 3. Pukside välispindadel on ühekraadise jaotusastme-

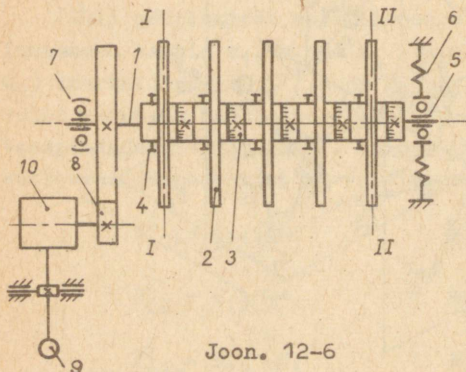


Joon. 12-5

ga skaala. Kettad võlli teljel on pööratavad. Nende asendid distantspuksi (võlli) suhtes fikseeritakse ketta rummul oleva sisselõike ning fiksaatorkruvi 4 abil. Igas kettas on kaks 180°-se nurga all asetsevat radiaalset väljalõiget. Skaalaga väljalõikesse kinnitatakse raskus tasakaalustamatuse tekitamiseks või tasakaalustamiseks. Teise väljalõike ülesandeks on ketta tasakaalustamine.



Võlli koos ketastega asub kahel toel. Parempoolne võlli ots toetub kuullaagrile 5 ja tal on võimalik paigalduda toe horisontaalsel juhtpinnal. Võlli sidestus toega teostub vedrude 6 abil. Võlli vasakpoolseks toeks on sfääriline kuullaager 7.



Joon. 12-6

Võllile antakse pöörlev liikumine hõördülekandega 8. Ülekande töösse rakendamiseks vajutatakse käepidemele 9, mis viib vedava hõõrd-ratta kontakti veetavaga ja lülitab ühtlasi mootori 10 toitevõrku. Vabastades käepideme, lahutuvad hõõrd rattad kontaktist ning mootor seiskub.

Töö käik

1. Paigutatakse kolm etteantud suurusega (Q_1 , Q_2 ja Q_3) ning asendiga (r_1 , r_2 , r_3 ja α_1 , α_2 , α_3) raskust seadme kolmele keskmisele kettale.

2. Joonestatakse rootori tasakaalustamatust põhjustanud raskuste asetuse skeem (joon. 12-1).

3. Leitakse graafiliselt rootori staatiliseks tasakaalustamiseks vajalik raskus Q_{st} ja tema asendit pöörlemistelje suhtes määravad suurused (r_{st} ja α_{st}).

4. Paigutatakse staatiliseks tasakaalustamiseks vajalik vastukaal rootori ükskõik millisele kettale.

5. Kontrollitakse rootori staatilist tasakaalustatust.

Võlli pööramisel peab igas asendis esinema ükskõikne e. indiferentne tasakaal.

6. Kontrollitakse rootori dünaamilist tasakaalustamist. Pannud rootori pöörlema, sooritab parempoolne võlli ots tugipinna suhtes võnkeliikumist.

Anda hinnang, millal ja milliseid lülisid võib ainult staatiliselt tasakaalustada.

7. Eemaldatakse rootorilt vastukaal Q_{st} ja leitakse graafiliselt rootori täielikuks tasakaalustamiseks vajalikud vastukaalud paranduspindades I-I ja II-II (vastavalt äärmine vasak- ja parempoolne ketas), s.o. Q_I ja Q_{II} , ning nende asetust määravad suurused r_I , r_{II} ja α_I , α_{II} .

8. Asetatakse vastukaalud Q_I ja Q_{II} vastavasse paranduspindadesse ning kontrollitakse rootori tasakaalustatust. Rotori pöörleva liikumise korral peab parempoolne võlli ots jääma paigale.

Laboratoorne töö nr. 13

MASINATE KINEMAATIKA EKSPERIMENTAALNE UURIMINE

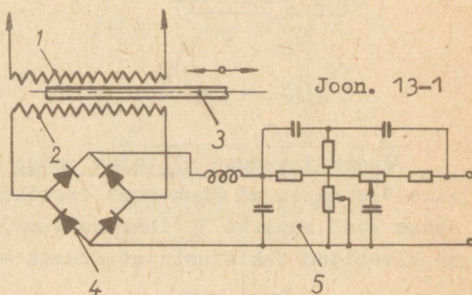
Teoreetilised alused

1. Vahendid masinate kinemaatika eksperimentaalseks uurimiseks

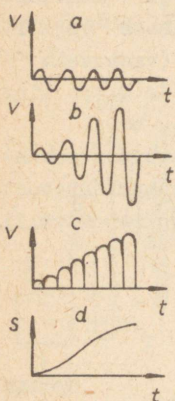
Kõige sagedamini uuritakse masinate kinemaatikat eksperimentaalselt mitmesuguste elektriliste ning magnetiliste anduritega. Anduris muudetakse läbiv vool proportsionaalseks tema vahendusel mõõdetava suurusega. Voolu muutust registreeritakse ostsillograafiga.

Lüli lineaarpaigutuste mõõtmise anduri moodustavad primaar- 1 ja sekundaarmähis 2 ning neis paigaldatavalt asuv raudsüdamik 3 (joon. 13-1).

Südamik ühendatakse lüluga, mille paigutusi mõõdetakse. Primaarmähist toidetakse trafost madalpinge vahelduvvooluga (joon. 13-2, a). Sekundaarmähises indutseeritud vahelduvvool (joon. 13-2, b)



muudetakse täisperiodalaldis 4 alalisvooluks (joon. 13-2,c), mille silumiseks kasutatakse filtrit 5.



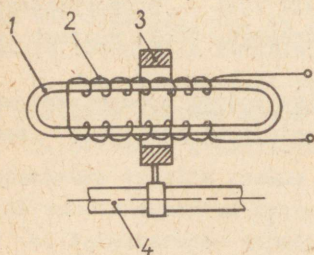
Anduri töötamis põhimõtte rajaneb asjaolul, et sekundaarmähises indutseeritud pinge sõltub südamiku asendist mähises. See- ga filtrit läbiv pinge on proportsionaalne lüli paigutusega (joon. 13-2,d). Muutuva tu- gevusega vool juhitakse vahetult ostsillograafi, kus saadakse kujutis teepikkus - aeg.

Joonkiiruse mõõtmise anduri skeem on esitatud joon. 13-3. Pehmest rauast südami- kul 1 asuvat mähist 2 ümbritseb püsivmagnet 3, mis on ühendatud lüllega 4, mille kiirust mõõdetakse. Lüli liikumisel mähises indutseeritud elektromotoorjõud

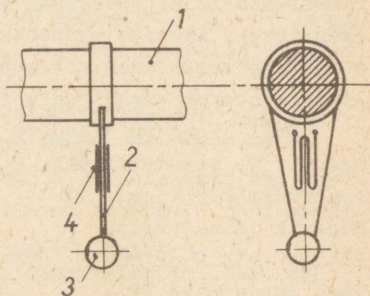
$$E = B l v$$

Joon. 13-2

on võrdeline magnetilise induksiooniga, juhtme pikkusega ja magneti joonkiirusega. Ühendades mähise ostsillograafi silmusega, saame registree- rida vahelduvasuunalise translatoorse liikumise kiiruse aja funktsioonina.



Joon. 13-3



Joon. 13-4

Joonkiiruse mõõtmise andur (joon. 13-4) koosneb lü- lile 1 kinnitatud õhukesest vertikaalsest plaadist 2, mille otsas asub kuulike 3 (inertne mass). Plaadi mõlemale küljele on kleebitud takistustraatandurid 4.

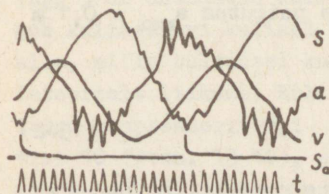
Lüli kiireneval liikumisel kuulile mõjuv inertsijõud de-
formeerib plaati. Deformatsioon põhjustab takistustraadi geo-
meetriiliste mõõtmete ja seega ka nende takistuse muutumist.
Kiirendusega võrdeliselt muutuv vool võimendatakse ja juhi-
takse ostsillograafi silmusele. Ostsillograafi ekraanil tekib
kujutis kiirendus - aeg.

Plaat 1 tehakse võrdpainedugevusega tala kujuline, et
kogu traadi ulatuses esinev suhteline deformatsioon oleks
konstantne.

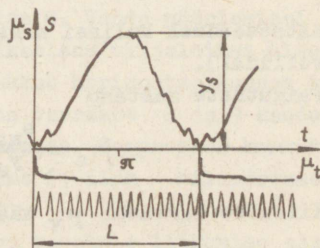
Anduri omavõnkesageduse vähendamisel tema tundlikkus suu-
reneb. Selle saavutamiseks antud juhul on andur paigutatud
vedelikku (glütseriini ja piirituse segu).

2. Ostsillogrammi analüüs

Analüüsiks joonestatakse ostsillogrammilt (joon. 13-5)
suurendusaparaadi vahendusel funktsioonide teepikkus - aeg,
kiirus - aeg ja kiirendus - aeg suurendatud kujutised läbi-
paistvale paberile. Kõik diagrammid kujutatakse eraldi joo-
nistena ja neile märgitakse tsükli algus ja lõpp (s_0) ning
vastavad koordinaatteljed. Paigutuste diagrammil $s = s(t)$ on
abstsisstelg kõverale puutujaks punktides, mis määravad tsükli
alguse ja lõpu (joon. 13-6). Kiiruse $v = v(t)$ ja kiirendu-
se $a = a(t)$ diagrammi abstsissteljeks on neil kujutatud suu-
ruste maksimaalse ja minimaalse väärtuse poolt määratud dia-
grammi keskjoon (joon. 13-7 ja joon. 13-8). Ordinaattelg joo-
nestatakse tsükli algust määravast punktist risti abstsis-
teljega.

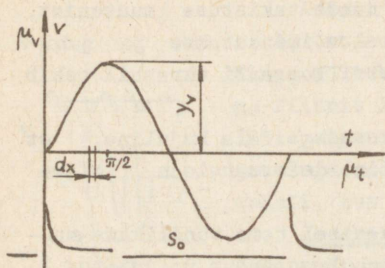


Joon. 13-5

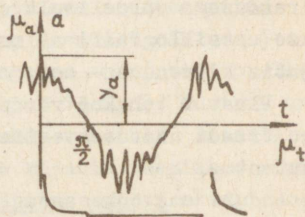


Joon. 13-6

Diagrammidel kujutatud funktsioonide arvvaartuste leidmiseks on vajalik määrata vastavad mastaabid.



Joon. 13-7



Joon. 13-8

Aja mastaabi μ_t leidmiseks tuleb ostsillogrammilt lugeda aja kulgu märgistava silmuse poolt ühe tsükli vältel tekitatud võngete arv N ning kahe naabertsükli algust tähistavate punktide vaheline kaugus L (joon. 13-6):

$$\mu_t = \frac{aN}{L} \frac{s}{\text{mm}}, \quad (13-1)$$

kus a - võnkeperiood, ostsillograafil M10-2 $a = 0,002$ s.

Ajamastaap kõikidel eelmärgitud diagrammidel on võrdne.

Kulissi maksimaalne lineaarpaigutus

$$s_{\max} = \mu_s y_s,$$

kus μ_s - paigutuste diagrammi mastaap m/mm, y_s - maksimaalsele paigutusele diagrammil $s = s(t)$ vastav ordinaat mm (joon. 13-6).

Katseseadmel kulissi maksimaalne paigutus $s_{\max} = 0,1$ m (kontrollida!).

Paigutuste mastaap

$$\mu_s = \frac{s_{\max}}{y_s} \frac{m}{\text{mm}}. \quad (13-2)$$

Kiiruste mastaabi μ_v määramisel lähtume asjaolust, et

$$s = \int v dt.$$

Kuna $v = \mu_v y_v$ ja $dt = \mu_t dx$ (vt. joon. 13-7), siis

$$s_{\max} = \mu_v \mu_t \int_{x=0}^{x=\pi} y_v dx = \mu_v \mu_t F_v, \quad (13-3)$$

kus F_v - diagrammi $v = v(t)$ pindala mm^2 vahemikus $\varphi = 0$ kuni $\varphi = \pi$.

Võrdusest (13-3)

$$\mu_v = \frac{s_{\max}}{F_v \mu_t} \frac{\text{m/s}}{\text{mm}}. \quad (13-4)$$

Pindala F_v mõõdetakse millimeetrise jaotusvõrguga pa-beriga või planimeetriga.

Kiirenduste mastaap μ_a on arvutatav analoogiliselt eelesitatuga, kusjuures

$$\mu_a = \frac{v_{\max}}{F_a \mu_t} \frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}}, \quad (13-5)$$

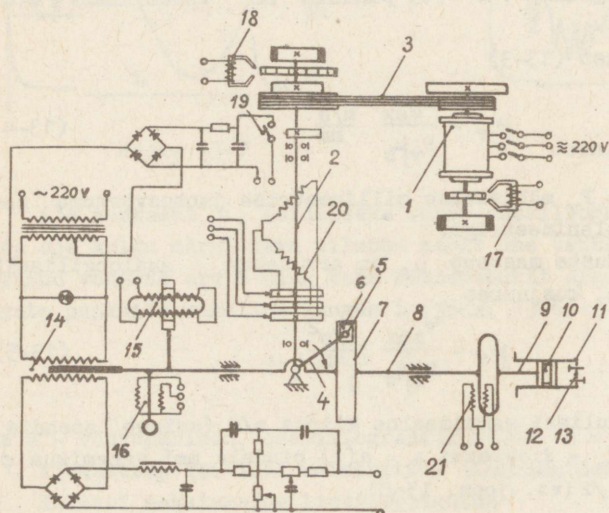
kus v_{\max} - kulissi maksimaalne kiirus m/s (esineb asendis $\varphi = \pi/2$), F_a - diagrammi $a = a(t)$ pindala mm^2 vahemikus $\varphi = 0$ kuni $\varphi = \pi/2$ (vt. joon. 13-8).

Katseseadme kirjeldus

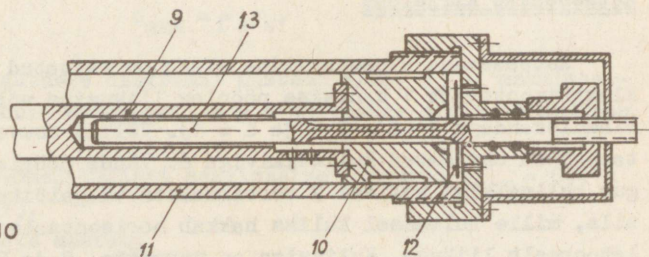
Katseseadme kinemaatiline skeem on esitatud joon.13-9. Elektrimootorilt 1 kantakse pöörlev liikumine völliile 2 kii-rihmülekanega 3 ($i = 2,5$ ja $i = 4$). Völliil asuva vända 4 tapp 5 on ühendatud kulissikiviga 6. Vända pöörlemisel lii-gub kulissikivi kulissi 7 vertikaalses väljalõikes üles ja alla, mille tulemusel kuliss hakkab horisontaalsuunas trans-latoorselt liikuma. Kulissiga on varraste 8 ja 9 kaudu ühen-datud kompressoritüüpi koormusseade. Kompressor koosneb kol-vist 10 (joon. 13-10), silindrist 11 ning silindrisse õhu sisse- ja väljalaske seadmeist.

Silinder täitub õhuga kolvi vasakule liikumise ajal. Kui rõhk silindris on välisrõhust väiksem, avab elastsest mater-jalist klapp 12 silindri kaanes olevad avad ning õhk imetak-

se silindrisse. Kolvi liikumisel paremale suureneb rõhk silindris ning klapp sulgub. Rõhk suureneb silindris hetkeni, mil kolb ühendab vardal 13 teljesihiliste soonte ja kolvi varda seinas olevate avade kaudu rõhu all oleva silindri poole väliskeskonnaga. Maksimaalse rõhu suurust on võimalik reguleerida silindri kaane suhtes varda 13 asendi muutmise



Joon. 13-9



Joon. 13-10

Kinemaatiliste ja dünaamiliste parameetrite eksperimentaalseks määramiseks on katseseadmele paigutatud andurid. Kolvi paigutust, kiirust ja kiirendust mõõdetakse vastavalt lineaarpaigutuse 14, lineaarkiiruse 15 ja -kiirenduse anduriga 16. Elektrimootori võlli nurkkiirust mõõdetakse anduri-

ga 17. Völlil 2 asuv andur 18 määrab nurkkiiruse, andur 19 tsükli algmomendi ning andur 20 vällis esineva pöördemomendi. Anduriga 21 mõõdetakse kolvile mõjuvat jõudu.

Töö käik

1. Tutvutakse ostsillograafi ja võimendaja kasutamishenditega. Ühendatakse mõlemad seadmed toitevõrguga.

2. Paigutuse s, kiiruse v ja tsükli algust s_0 märgistava anduri juhtmed ühendatakse ostsillograafiga. Kii- rendust mõõtva anduri a juhtmed ühendatakse esmalt võimendajaga ning võimendist väljuv signaal juhitakse ühele ostsillograafi silmusele.

3. Paigaldatakse ostsillograafi ajamärgistaja. Lülitatakse kõik silmused töösse.

4. Nihutatakse silmuste valgussignaaleid ekraanil sobivasse asendisse. Katseseadme töötamisel peaks ekraanile tekkiv kujutis vastama joon. 13-5 esitatule.

5. Määratakse ostsillogrammi kaadri pikkus (250 ... 300 mm).

6. Käivitatakse katseseadme ning ostsillograafi mootor ja võetakse ostsillogramm.

7. Fotolaboratooriumis film töödeldakse.

8. Analüüsitakse ostsillogrammi.

Juhul kui tööks kasutatakse katoodkiirega ostsillograafi, tuleb kujutis ekraanil sünkroniseerimisega paigaldada ning kopeerida ekraanilt läbipaistvale paberile.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. В.А. Юдин и Л.В. Петрокас. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин, Физматгиз, 1960.

2. В.В. Юденич. Лабораторные работы по теории механизмов и машин, "Высшая школа", 1962.

3. I. Artobolevski. Mehhanismide ja masinate teooria, Eesti Riiklik Kirjastus, 1961.

4. Н.П. Раевский. Методы экспериментального исследования механических параметров машин, Изд.АН СССР, Москва 1952.

5. Н.П. Раевский. Датчики механических параметров машин, Изд. АН СССР, Москва 1959.

Heaks kiidetud kateedri koosolekul

19.02.68.

S i s u k o r d

		Lk.
Labor. töö nr.	1. Mehhanismi kinemaatilise skeemi koostamine ja struktuurianalüüs	3
" "	2. Silinderhammarataste analüüs .	7
" "	3. Evolventprofiiliga silinderhammarataste valmistamine ja hambumise korrigeerimine	11
" "	4. Nuki profileerimine	16
" "	5. Lüli inertsimomendi määramine füüsikalise pendli meetodil . .	22
" "	6. Lüli inertsimomendi määramine monofilaarse riputuse teel . .	25
" "	7. Lüli inertsimomendi määramine bifilaarse riputuse teel . . .	27
" "	8. Lüli inertsimomendi määramine lisapendliga	29
" "	9. Lüli inertsimomendi määramine laskuva raskuse meetodil	31
" "	10. Figureduktori kasutegur	35
" "	11. Pöörlevate lülide balansseerimine	41
" "	12. Pöörlevate masside tasakaalustamine	47
" "	13. Masinate kinemaatika eksperimentaalne uurimine	53
Kasutatud kirjandus		59

Hind 10 kop.

A-
31022

77 875

TÜ RAAMATUKOGU

1 0300 00495449 3