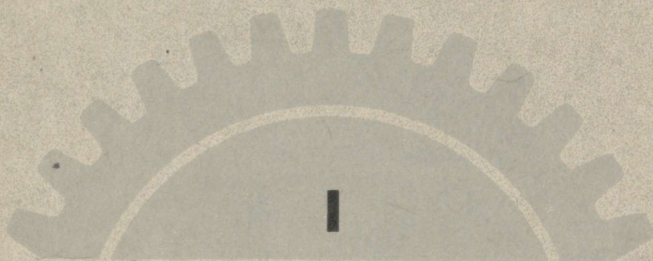


# MASINA-ELEMENDID

**E. SOONVALDI**  
toimetusel



**I**

**E. SOONVALD**

**KIILLIITED**



**EESTI RIIKLIK KIRJASTUS**

18559

ÜLDTOIMETAJA  
E. SOONVALD  
STALINI PREEMIA LAUREAAT

# MASINA-ELEMENDID

I

E. SOONVALD  
KIILLITUD



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS  
TALLINN 1950

## E E S S Ö N A.

Nõukogude rahvas on sotsialismi ülesehitamisel saavutanud tähelepanuväärivaid tulemusi igal rahvamajanduse ja kultuuri alal. On piiramatult arenenud nõukogude teadus ja tööstus, võimaldades seega nõukogude inimesel saada loodusejõudude organiseeritud valitsejaks, materiaalsete väärtuste ja energiavarude ammutajaks.

On loomulik, et selleks peab nõukogude inimene omama võimsaid abilitisi. Need abilitised on masinad.

Masinaehitus on Nõukogude Liidus üheks põhilisemaks tööstusharuks, ilma milleta pole mõeldav üldse tööstuse laialdane areng. Masinateta pole mõeldav tööviljakuse tõus, pole mõeldav rohket tööjõukulu nõudvate tööprotsesside mehhaniseerimine ja automatiseerimine. Masinad aitavad nõukogude inimesel saada looduse täielikuks valitsejaks.

Õiged on seltsimees Stalini sõnad maa industrialiseerimisel:

„Mitte igasugune tööstuse arendamine ei ole industrialiseerimine. Industrialiseerimisest tuleb kõigepealt aru saada kui meie rasketööstuse arendamisest ja eriti kui meie oma masinaehituse, selle kogu tööstuse peamise närvi arendamisest.

Ilma selleta ei saa juttugi olla meie maa majanduslikust iseseisvuse kindlustamisest.” (J. Stalin. Teosed, 8. k., lk. 116—117).

Järgides meie suure juhi sõnadele kujundas nõukogude rahvas võimsa masinaehituse, mis pidas vastu kõigile Suure Isamaasõja katsumustele ja jäädavalt on kõrvaldanud sõltuvuse välismaailmast.

Masinaehitus omab Nõukogude Liidu seisukohalt eriti suurt tähtsust, sest kõik teised tööstusharud võivad ainult masinaehituse küllaldaselt arenemisel saada laialdase arengu osaliseks.

Tsaari-Venemaal oli masinaehitustööstus arenenud äärmiselt nõrgalt, vajadus masinate järgi kaeti enamuses impordiga välismailt. Mõningaid saavutusi võis märkida peamiselt ainult diiselmootorite, veduri- ja vagunite, laeva- ja lokomobiiliehituses. Terve rida masinaehitusharusid, nagu lennuki-, auto-, traktori- ja veerlaagrütööstus, puudus täielikult.

Venemaal oli aga andekaid inimesi, kes olid suutelised välja kujundama masinaehituse teaduslikke aluseid. Juba möödunud sajandi 80-ndatel aastatel oli loodud oma kool masina-elementide arvutamiseks ja kujundamiseks. Sel ajal ilmus Peterburi Mäeinstituudi professori I. Timé teos „Masinaehituse alused”. Sajandite vahetusel ilmusid Moskva Kõrgema Tehnikakooli professori A. Sidorovi ja Tomski Tehnoloogiainstituudi professori J. Boborõkovi originaalsed kursused „Masina-elementid”.

Meie masinaehituse kaasaegne olukord on paljude näitajate järgi kaugel ees kapitalistlike maade masinaehitusest, mis on saanud võimalikuks meie

masinaehituslalal töötavate teadlaste ja töötajate poolt saavutatud tulemuste tõttu, kes on loonud uued teed masina-elementide arvutamiseks ja kujundamiseks.

Plaanipärane ja kiire masinaehituse areng algas juba esimesel viisaastakul. Samaaegselt alustati suurte võimsate tehaste rajamist, algas täiustatud tehnoloogiliste protsesside juurutamine tööstustesse. Masinaehitus jõudis oma arengus järele Nõukogude Liidu teistele tööstusharudele. Kui 1913. aastal masinaehitustööstuse toodang ulatus püsivate hindade järgi ainult 1,4 miljardi rublani, siis 1932. aastaks oli väljalastava toodangu väärtus tõusnud juba 9,4 miljardi rublani. Teisel viisaastakul toimus veelgi intensiivsem toodangu kasv, saavutades 30 miljardi rubla piiri. Edasi, 1940. aastaks oli masinaehitustööstuse toodangu maht kasvanud, võrreldes 1913. aastaga, 35 korda. Sõjaeelsete viisaastakute jooksul kujundati praktiliselt täiesti uus auto-, traktori-, lennukimootorite ja lennuki-, põllutöömasinate tööstus, metallurgiatööstuse, keemiatööstuse, mäetööstuse ja energeetika-alaste masinate masinaehitus ja samuti transpordimasinate tööstus.

Kolme esimese viisaastakuga ehitati sadu uusi masinaehitustehaseid-hiiglasid, millistest tuleks esmajoones mainida Uurali ja Novo-Kramatorski raske-masinaehituse tehaseid, Stalini-nimelist masinaehitustehast Uuralis, veerlaagrite ja autotehaseid Moskvas ja Gorkis, traktoritehaseid Stalingradis, Harkovis ja Tšeljabinskis, tööpingiehituse tehaseid Moskvas, Novosibirskis ja Gorkis, turbogeneraatorite ja elektrotehnilisi tehaseid Harkovis, Vorosilovgradis, veduriehitustehast Krasnojarskis, põllutöömasinate tehaseid Rostovis ja Taškendis, tööriistade tehaseid Moskvas. Peale nimetatute rekonstrueeriti põhjalikult Kirovi-nimeline masinaehitustehas (end. Putilovi tehas), Elektrosila, Stalini-nimeline metallitehas Leningradis ja veel palju, palju teisi. 1940. aastaks oli Nõukogude Liidu masinaehitus tootmisvõime osas maailmas, põllutöömasinate ehituse alal aga esikohal.

Nõukogude Liidu masinaehitustööstuse võimsusest annab kujuka pildi Suur Isamaasõda. Sõda ei suutnud meie masinaehituse arengut kuigi kauaks tõkestada, vastupidi, ta põhjustas masinaehitustööstuse uue ja veelgi energilisema arengu.

Eriti kiire masinaehituse areng Nõukogude Liidus on esmajärjekorras seletatav sotsialistliku rahvamajanduse plaanilise iseloomuga, seda arengut soodustas asjaolu, et koos masinaehitustööstuse arenguga laiendati kiiresti ka kõrgemaid õppeasutisi inseneride-masinaehitajate ettevalmistamiseks, täiesti uuesti ja korruga laias ulatuses organiseeriti teaduslikku uurimistööd kõikides masinaehituse eriharudes.

Kõik põhimised masinaehituse eriharud omavad peale tehaste eksperimentaaltsehhide ja laboratooriumide ka oma teadusliku uurimise instituute, kus lahendatakse masinaehituse printsiipiaalsed küsimused, uue eesrindliku tehnika juurutamise küsimused, uute täiustatud masinate loomise küsimused. Suurt abi meie masinaehitustööstusele annavad NSVL Teaduste Akadeemia instituudid ja kõrgemate tehniliste õppeasutiste vastavad kateedrid. Teaduste Akadeemias on loodud masinaehituse eri instituut. Tihe side teaduse ja praktika vahel, teadlaste ja tehaste töötajate vahel kindlustab tööstuse kõigi harude, sealhulgas ka masinaehituse kiiret kasvu.

Otseses seoses masinaehituse arenemisega on loomulikult masinate tootmise tehnoloogia täiustamine.

Nõukogude Liidu rahvamajanduse organisatsiooni sotsialistlik vorm, kus iga töötaja on huvitatud tööprotsessi täiustamisest, võimaldab kiiret uue tehnika juurutamist, võimaldab rakendada tööstusesse uusi konstruktsioone ja tootmise ratsionaalseid meetodeid. Kõigile on väga hästi teada, kui suurt tähelepanu pööratakse meie maal leidureile ja tootmistöö novaatoreile. Uue tehnika juurutamise põhieesmärk seisneb uute masinate kujundamises, mis oleksid tootlikumad, ökonoomsemad, vähendaksid töölise füüsilise töö hulka ja oleksid tööliste poolt ainult juhitud.

Kuna meil Nõukogude Eestis seni on masinaehituse-alane kirjandus puudulikult esitatud, siis on käesoleva vihikute sarjaga püütud anda põhilised teadmised masinaehituse elementaar-teaduses — masina-elementides ja seda peamiselt üldiseloomuga ja üldkasutuslike elementide piires. Raske oleks haarata siia eriülesandelisi elemente, sest nende arvutus, konstruktsioon ja mõõted on otseselt seotud vastavate erimasinate tööprotsessidega ja võivad kõne alla tulla alles pärast üldteadmiste omandamist üldiseloomuga masinaelementides.

Ainestiku käepärasemaks muutmiseks on eri küsimused koondatud eri vihikutesse, kus aine teoreetiliste põhialuste käsitlemise kõrval on antud ka teoreetiliste tulemuste praktiline rakendus ja elementide konstruktiivne kujundamine, koos üksikute sisuselgitavate arvutusnäidetega.

Ainestiku paremaks omandamiseks on vihikutesse mahutatud ka viimase-aegsete uurimuste tulemusi, mis peavad aitama lugejaid haarata küsimust sügavamalt ja viima neid masinaehituse tänapäeva probleemidele lähemale. On toodud ka konstruktori tööks vajalikul määral väljavõtteid kehtivatest riiklikest normidest ja eesrindlike tehaste normatiividest.

Ainestiku valikul on osutunud otstarbekohaseks jälgida Kõrgema Hariduse Ministeeriumi poolt kinnitatud programmi. Sellele vaatamata on vihikute ülesehitus teostatud kaalutlusel, et sisu oleks mõistetav nii kesk- ja kõrgemate tehniliste õppeasutiste õpilastele kui ka konstruktoritele-projekterijatele, samuti ka insenertehnilisele personalile, kes nimetatud küsimustega kokku puutuvad.

Koguteos „Masina-elementid“ on mõeldud esitada järgmiste eri vihikutena:

|                  |                     |
|------------------|---------------------|
| Kiilliited       | Sidurid             |
| Poltliited       | Hõordajamid         |
| Neetliited       | Rihmajamid          |
| Keevisliited     | Kettajamid          |
| Teljed ja võllid | Hammasajamid        |
| Liuglaagrid      | Torustiku elementid |
| Veerlaagrid      |                     |

Üldtoimetaja.

Detsembris, 1949. a.

## SISSEJUHATUS.

### Mõisteid masinatest. Projekteerimise alused.

Kõiki tootmisprotsessis kasutatavaid seadmeid, alates kõige lihtsamatest ja lõpetades kõige keerulisemate mehaaniliste jõuseadmetega, nimetatakse igapäevases elus masinaiks.

Üldiselt koosneb masin kolmest sisuliselt erinevast sõlmest:

- 1) jõuseadmest,
- 2) ajamseadmest ja
- 3) otseselt tööülesannet täitvast seadmest.

Jõuseade on kogu masinat liikumapanevaks sõlmeks ja saab oma energia kas väljastpoolt (elektrimootor, tuuleturbiin, veeturbiin jne.) või on ühtlasi ka ise energiat tootvaks üksuseks (aurumasin, sisepõlemismootor jne.).

Ajamseade (rihmajam, reduktor jne.) annab tööülesannet täitvale seadmele vajaliku liikumiskiiruse ja liikumiseloomu (sirgjoonelise, kõverjoonelise, sujuvalt pulseeriva või tõukelise jne.).

Nii jõu- kui ka ajamseadme ainuülesandeks on tööülesannet otseselt täitva seadme, näiteks tööpingi, tõste-, transportseadme jne. soovikohane käivitus.

Kõik eelmainitud kolm sõlme koosnevad üksikosadest ehk nn. elementidest, milledest igaühel on oma kindel ülesanne seadmes. Ükski neist elementidest ei ole üleliigne. Juba tähtsusetumagi elemendi purunemine või väljajätt kokkumonteerimisel võib tekitada tõrkeid masina töös, halvemal juhul aga koguni avarii.

Masinaehituses liigitatakse masinaelemente kahte pearühma:

- 1) üldelemendid;
- 2) erielemendid.

Üldelemendid esinevad eranditult iga masina juures. Erielemendid esinevad aga ainult masinaehituse teatud eriharude konstruktsioones.

Kuna üldelementide kasutamisevõimalused masinaehituses on väga avarad, siis enamik neist on mõõteilt ja kujult normitud. See võimaldab konstruktoril projekteerimisel vastavalt vajadusele kasutada seda või teist normitud tüüpelementi, ilma et tal tarvitseks seda konstrueerida ja dimensioneerida.

Väga raske on konstruktoril tundma õppida kõikide olemasolevate masinate üld- ja erielementide projekteerimisaluseid, kuna just erielementide valdkond on väga suur.

Kui üldelementide arv masinaehituses on enam-vähem püsiv, siis erielementide arv masinaehituse igas eriharus suureneb pidevalt iga uue eriotstarbelise masina ja agregaadiga konstrueerimisega.

Nende spetsiaalse iseloomuga erielementide dimensioneerimine ja kujundamine on seoses vastava agregaadid või masina spetsiifilise tööprotsessi tundmisega, mille tõttu nende elementide projekteerimisaluseid käsitletakse ainult masinaehituse vastava eriharu kirjanduses.

Käesolevas õpikus vaatleme üksnes üldelementide projekteerimisaluseid.

Nendeks üldelementideks, mis esinevad tavaliselt igas masinas või agregaadis, võivad olla:

1) mitmesuguste masinaosade omavaheliseks sidestamiseks vajalikud elemendid, nagu:

kiilud,  
poldid,  
needid ja  
keevisõmblused;

2) pöörlevaid masinaosi ühendavad ja toetavad elemendid, nagu:

teljed,  
tapid,  
võllid,  
laagrid ja  
sidurid;

3) pöörlevat liikumist ülekandvad elemendid, nagu:

ülekanded painduva elemendi abil (rihmajamid,  
kiilrihmajamid, kettajamid jne.),  
hõõrdajamid,  
hammasajamid ja  
tiguajamid.

Kui rida distsipliine, nagu matemaatika, teoreetiline mehaanika jne., on eksaktsed, rangetele teaduslikkudele töekspidamistele rajanevad distsipliinid, siis masina-elementide konstrueerimine oma põhialuste suhtes on kaugel eksaktsusest, kuna masina-elementide konstrueerimise alused olenevad suurel määral mittetäpselt fikseeritavaist ja juhusliku iseloomuga faktorist (pingekontsentratsioon, valamite tehnoloogiline kvaliteet, sisepinged jne.).

Ükski konstruktor ei ole suuteline täpselt määrama nende, iseloomult juhuslike mõjufaktorite osatähtsust projekteeritavas seadmes, mistõttu ka tulemused on alati enam või vähem ligikaudsed.

Saadud tulemused on seda täpsemad, mida suuremad on konstruktori kogemused, teoreetilised teadmised, kriitiline analüüsivõime ja konstruktoril kasutada oleva erialase kirjanduse hulk, mitmekesisus ja kvaliteet.

Masina üksikute elementide ja masina kui terviku projekteerimisel peab konstruktor arvestama kahte olulisemat majanduslikku kaalutlust:

odavust ja  
töö ökonoomsust.

Masina hind tuleb seda odavam, mida lihtsam ta on oma konstruktsioonilt ja valmistamisviisilt, mida ratsionaalsemalt on kasutatud materjalihulk, mida otstarbekamalt on tehnoloogilise protsessi seisukohalt valitud materjali mark.

Ainult see konstruktor suudab täiel määral rahuldada neid nõudeid, kes ka hästi tunneb masinat valmistava käitise kõiki eesrindlikke tootmisvõimalusi, ratsionaalseid detailide töötlemise võtteid, seadmestikku, materjalide reserve jne.

Masin osutub ekspluateerimisel seda ökonoomsemaks, mida:

ajaliselt vastupidavam,  
käsitamisviisilt mugavam ja ohutum,  
hõlpsamalt remonditav ja  
eeskujulikumalt hooldatav ta on.

Peab aga mainima, et väga sageli valmistamiskuludelt väga odav masin tema ekspluateerimisel toob kaasa suuri ekspluatatsioonikulusid (suurem kuluvus, sagedasem avarii, halvem masina nii mehaaniline kui ka efektiivne kasutegur jne.), mis juba lühikese ajaga esialgsed säästud katavad.

Kui konstruktor neid kahte majanduslikku kaalutlust aga on õigesti arvestanud, siis on tulemuseks ka kindlasti küllaldaselt tugev, odav ja tööks ökonoomne masin.

Iga konstruktor peab enne konstruktiivülesande täitmisele asumist tutvuma üksikasjaliselt uue projekteeritava masina tööülesandega ja masina töötingimustega, millele baseerudes määrab lahendi põhiprintsiibi ja üksikelementide konstruktiivse laadi.

Lahendi printsiibi ja üksikelementide konstruktiivse laadi määramisel otsinguil võib (kui mitte ütelda — peab) konstruktor kasutada baasina juba olemas olevaid ja ekspluateeritavaid analoogilisi tööülesandeid täitvaid konstruktsioone, kuna varasemad konstruktsioonid on teinud läbi pika arengutee ja vaevalt suudaks konstruktor midagi paremat sama põhiprintsiibi juures iseseisvalt ja lühikese ajaga luua.

Järgnev konstrueerimine seisneb, lühidalt öeldes, masina skeemi ja sellele järgneva skitsi koostamises, töötingimuste täpses analüüsis, üksikelementide konstruktiivses läbitöötamises ja tihedalt teineteisega seoses olevais arvutustes ja joonestamises.

Kui masina skeem on ainult masina põhiprintsiibi ja mõningate peagabariitmõõdete suhtelist vaherkorda iseloomustav joonis-visand, siis skitsilt peavad selguma veel:

üksikelementide omavaheline sidestus,  
konstruktsiooni põhimõõted,  
üksikelementide (ja kogu seadme) tegelik kuju ja  
konstruktsiooni tüüp.

Töötingimuste täpne ja õige analüüs on edaspidise arvutamise ja konstrueerimise olulisemaks aluseks.

Töötingimuste analüüsi all mõistetakse rea faktorite selgitamist, mis oluliselt mõjutavad:

materjali margi valikut,  
üksikelementide (ja kogu seadme) väliskuju,  
masina üksikelementide valmistamisviisi,  
lubatavat pinget konstruktsioonis.

Nendeks faktoriteks on:

deformatsiooni liik,  
korrosiooni võimalus,  
kulumise võimalus,  
kuumenemise võimalus,  
juurdepääsu võimalus vaatlusiks ja remondiks,  
mõjuvate jõudude iseloom jne.

Detailide dimensioneerimine toimub peamiselt tugevusõpetuse alusel, kusjuures kasutatava arvutuskeemi ja arvutusvõrrandite ebatäpsust ja muude tehnoloogiliste ja konstruktiivsete faktorite mõju (peamiselt pingekontsentratsiooni ja sisepingete näol) tuleb lubatava pinge määramisel võimalikult õigesti hinnata.

Peab mainima, et väga sageli keerulisemate konstruktsioonide puhul selguvad paljud dimensioneerimiseks vajalikud suurused alles projekteerimise käigus, mis projekteerimise muudab järk-järguliseks, ja veel, et paljud arvutuse teel määratud dimensioonid on praktilise töö teostamise seisukohalt sageli kõlbmatud. Neid mõtteid tuleb siis muuta juba praktilistel kaalutlustel.

Kui detailile mõjuvad mitu jõudude süsteemi, siis peab konstruktor valima arvutuskeemi ja mõjuva koormuse määramiseks nende mõjuvate jõudude süsteemide selle kombinatsiooni, mille juures detail asetseb halvimais töötingimuses.

Peale tavaliste arvutusviiside tuleb konstruktoril kasutada tihti ka veel spetsiifilisi arvutusi hermeetilisusele, kuumenemisele, kulumisele jne.

Et suurem osa masina valmistamiseks kuluvast ajast langeb tema valmistamisele töökojas, siis on väga oluline, et konstruktsioon oma üksikosis oleks valmistatav sujuvalt kulgevas tööprotsessis ja oleks üldse tehnoloogia seisukohalt valmistatav.

See eeldab aga tihedat ja paralleelset koostööd konstruktori ja käitise tehnoloogi vahel, kuna vaevalt konstruktor on teadlik kõigis tehnoloogia eriküsimises ja eriti masinat valmistava käitise tehnoloogiliste võimaluste üksikasjus.

Ja lõpuks tuleks veel mainida masinaehituse arengusuundi seoses tehniliste ja ökonoomiliste tingimustega masinate rakendamisel, mis oleksid põhiliselt järgmised:

- masinate kasuteguri ja tootlikkuse tõstmine;
- masinate töökiiruse suurendamine;
- masinadetailide tugevuse ja kuluvuskindluse tõstmine;
- masinate omahinna alandamine, organiseerides masinate ja üksikelementide valmistamist spetsialiseeritud tehastes ja asendades käsitsitöö masina tööga;
- masinadetailide töötlemistäpsuse ja kvaliteedi tõstmine eksploatatsiooni kindluse suurendamiseks;
- üksikdetailide asendatavuse ja standardiseerimisprintsibi juurutamine.

# I. ÜLDOSA.

## 1. Kiilliidete klassifikatsioon.

Kiilliited on lahutatavad ühendused. Konstruksioonilt eritellakse kahte liiki kiilliiteid:

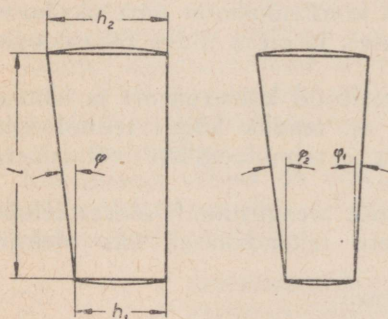
1) eelpingestamata kiilliited — kasutatavad staatilise koormuse puhul ja

2) eelpingestatud kiilliited — kasutatavad dünaamilise ja märkimuutva koormuse puhul.

Olenevalt ülekantava jõu rakenduse viisist ja mõjumise suunast jagunevad kiilliited konstruktiivselt kahte põhiliiki:

1) ristikiil-liited — liidetavate elementide telje suunas mõjuvate jõudude ülekandmiseks,

2) pikikiil-liited — pöördemomendi ülekandmiseks.



Joon. 1.

Olenevalt kiilu kaldenurgast võib nii üks kui teine kiiluliik olla isepidurdav või mitte-isepidurdav. Kiil võib üldiselt omada ühe- või kahepoolset kallet. Praktikas kasutatakse peamiselt ühepoolse kaldega kiile, kuna nende valmistamine ja kohale sobitamine on lihtsam.

Kiil määratletakse järgmiste parameetritega:

kiilu kaldenurgad  $\varphi_1$  ja  $\varphi_2$  (joon. 1)  
kiilu kalle

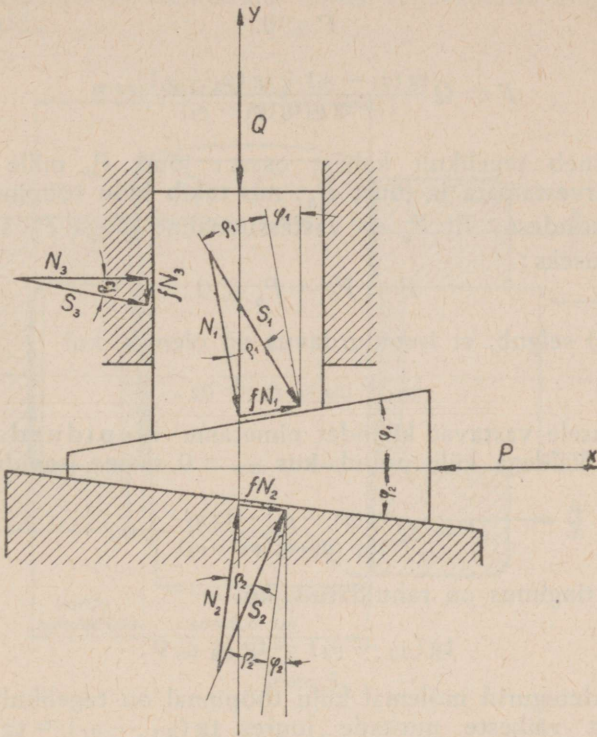
$$i = \frac{h_1 - h_2}{l} = \operatorname{tg} \varphi_1.$$

Kiilu kalle  $i$  valitakse ristikiiludel vastavalt konstruksioonile piirides  $\frac{1}{5} - \frac{1}{75}$ , kusjuures sageliavatavates liidetes on soovitatav valida kalle piirides  $\frac{1}{5} - \frac{1}{20}$ .

Kuna sellise suure kaldega kiilud pole sageli isepidurdavad, siis tuleb nad varustada eri kinnituseadmega. Pikikiiludel on välja kujunenud kalle  $\frac{1}{100}$ .

## 2. Jõudude jaotus kiillites.

Joonisel 2 on kujutatud skemaatiliselt jõudude jaotus kahepoolse kaldega kiilu puhul.



Joon. 2.

Tähistame:

$P$  — kiilutamisejõud,  
 $Q$  — kiilu poolt arendatud jõud,  
 $\varphi_1$  ja  $\varphi_2$  — kiilu kaldenurgad,  
 $\left. \begin{aligned} f_1 &= \operatorname{tg} \varrho_1 \\ f_2 &= \operatorname{tg} \varrho_2 \\ f_3 &= \operatorname{tg} \varrho_3 \end{aligned} \right\} \text{ — hõõrdetegurid.}$

Jõudude tasakaalu tingimusest lähtudes saame järgmised seosed:

$$\begin{aligned} P &= S_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + S_2 \sin(\varphi_2 + \varrho_2), \\ Q &= S_1 \cos(\varphi_1 + \varrho_1) - S_1 \sin(\varphi_1 + \varrho_1) \operatorname{tg} \varrho_3. \end{aligned}$$

Siit saame seose  $P$  ja  $Q$  vahel:

$$P = Q \frac{\operatorname{tg}(\varphi_1 + \varrho_1) + \operatorname{tg}(\varphi_2 + \varrho_2)}{1 - \operatorname{tg} \varrho_3 \operatorname{tg}(\varphi_1 + \varrho_1)}. \quad (1)$$

Sama seos on maksev ka ümberpöörduv juhul: näeme, et jõud  $Q$  põhjustab  $x$ -telje suunalise jõu  $P$ . Et viimasel juhul oleks kiil isepidurdav, s. t., et kiilule mõjuv jõud  $Q$  ei põhjustaks kiilu nihkumist  $x$ -telje suunas, peab olema rahuldatud tingimus

$$P \leq 0.$$

Nüüd

$$P = Q \frac{\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1) + \operatorname{tg}(\varphi_2 - \varrho_2)}{1 + \operatorname{tg} \varrho_3 \operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1)} \leq 0. \quad (2)$$

Jõud  $P$  koosneb tegelikult kahest osast: jõud  $P_0$ , mille tingib jõud  $Q$  hõõrdejõude arvestamata ja jõust  $P_h$ , mis tekib kiilu tööpindadel esinevatest hõõrdejõududest. Et  $P_h$  on vastassuunaline jõuga  $P_0$ , saame isepidurdavuse tingimuseks:

$$P = P_0 - P_h \leq 0.$$

Võrratusest (2) selgub, et isepidurdavus on olemas, kui

$$\varphi_1 + \varphi_2 \leq \varrho_1 + \varrho_2. \quad (3)$$

Antud tingimusele vastavat kiilliidet nimetame isepidurdavaks liiteks.

Ühepoolse kaldega kiilu puhul, kus  $\varphi_2 = 0$ , saame isepidurdavuse tingimuseks:

$$P = Q \frac{\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1) - \operatorname{tg} \varrho_2}{1 + \operatorname{tg} \varrho_3 \operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1)} \leq 0, \quad (2-a)$$

kusjuures see tingimus on rahuldatud, kui

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1) - \operatorname{tg} \varrho_2 \leq 0.$$

Kuna hõõrdetegurid mõlemal kiilu tööpinnal on tegelikult võrdsed, s. t.  $\varrho_1 = \varrho_2$ , ja et väikeste nurkade juures  $\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varrho_1) \approx \operatorname{tg} \varphi_1 - \operatorname{tg} \varrho_1$ , siis saame antud juhul isepidurdavuse tingimuseks:

$$i = \operatorname{tg} \varphi_1 \leq \operatorname{tg} 2\varrho_1$$

ehk

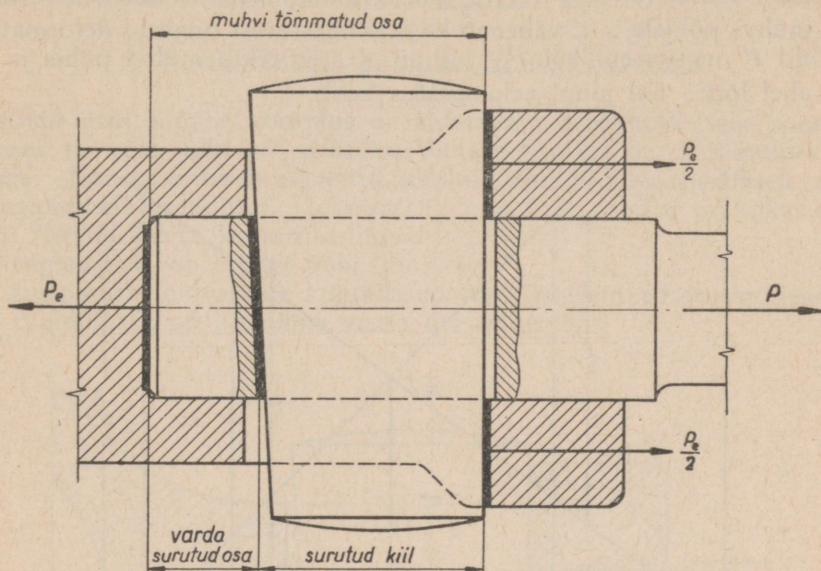
$$\varphi_1 \leq 2\varrho_1. \quad (3-a)$$

Kui näiteks hõõrdeteguri suurus on  $f = 0,1$ , siis piisaks isepidurdavuseks juba kiilu kaldest  $i = 1/5$ . Praktikas kasutatakse ohutusnõuete täitmiseks, eriti dünaamilise ja märkimuutva koormuse puhul, väiksemat kallet ( $i < \frac{1}{20}$ ), kuna kiilud kaldega  $1/5 - 1/20$  varustatakse, nagu juba varem tähendatud, eri kinnitusseadmetega.

### 3. Kiilliite eelpingestuse mõiste.

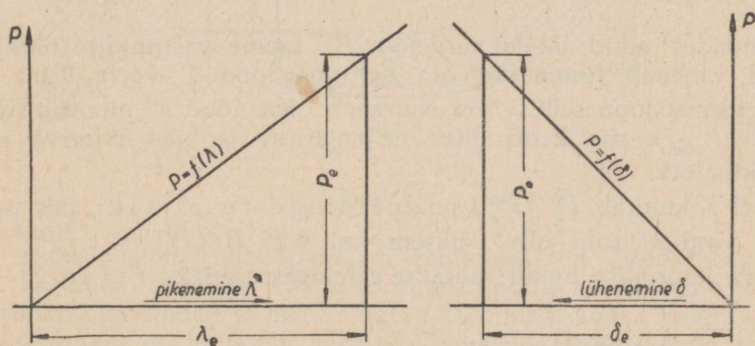
Kiilliite eelpingestuse all mõistame niisugust esinevate jõudude vahekorrast tingitud olukorda, kus liide püsib koos ka muutuva koormuse puhul.

Kiilliite eelpingestuse mõiste selgitamiseks valime praktikas sagedamini esineva ristkiil-liite tüübi (joon. 3). Liite eelpingestamine toimub antud tüübi juures järgmiselt. Hetkel, mil kiilu sisselöömisel varras puutub kokku muhvi põhjaga, algab liite kinnikiilumine. Edasisel kiilu sisselöömisel tekibki nn. kiilliite eelpingestus, tekitatuna varda telje suunas mõjuvast jõust  $P_e$  (eelpingestusjõud).



Joon. 3.

Joonisel 4 on toodud jõude-deformatsioonide diagrammid eraldi muhvi ja varda otsa + kiilu kohta. Et antud juhul jõud  $P_e$  esineb deformeriva jõuna nii varda otsa ja kiilu kõrguse lühenemisel kui ka muhvi

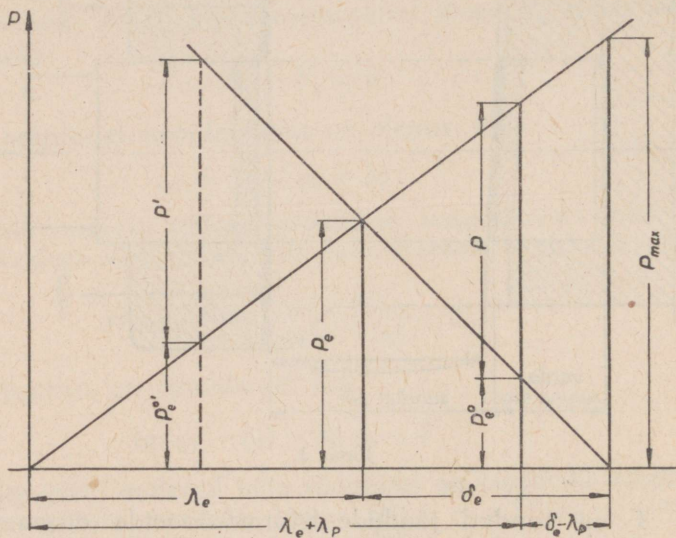


Joon. 4.

pikenemisel, siis võib toodud diagrammid liita üheks diagrammiks (joon. 5). Sealjuures on eeldatud, et kõik deformatsioonid püsivad Hooke'i seaduse piires ja et funktsioonid  $\lambda = f(P)$  (tunnussirged) on teada<sup>1</sup>. Ühise deformeeriva jõu  $P_e$  mõjul:

1) lühineb varda ots koos kiiluga  $\delta_e$  võrra ja

2) pikeneb muhv  $\lambda_e$  võrra. Rakendades nüüd liitele välisjõuna tõmbejõu  $P$ , pikeneb tõmmatud osa veel  $\lambda_p$  võrra, mille tagajärjel väheneb varda otsa surve muhvi põhjale, s. t. väheneb ka eelpingestusest tingitud deformatsioon. Kui jõud  $P$  on suurem kui  $P_{max}$  (joon. 5), siis tekib muhvi põhja ja varda otsa vahel lõtk. Sel juhul eelpingestus kaob.



Joon. 5.

Rakendades nüüd liitele survejõu  $P'$ , saame vastupidise olukorra:  $P'$  tagajärjel väheneb tõmmatud osa deformatsioon  $\lambda_p'$  võrra, kuna surutud osade deformatsioon selle võrra suureneb. Kui jõud  $P'$  muutub suuremaks kui jõud  $P'_{max}$ , siis kaob liites eelpingestus ja kiilu esiserva ja muhvi vahel tekib lõtk.

Joonisel 5 kujutab  $P_e^o$  ( $P_e^{o'}$ ) nn. eelpingestuse jääki, mis praktiliste andmete järgi ei tohi olla väiksem kui  $0,25 P$  ( $P'$ ), s. t.  $P_e^o \geq 0,25 P$ . Vahelduva koormuse puhul valitakse eelpingestuse jääk  $P_e^o = (0,25 - 0,50) P$ .

<sup>1</sup> Tunnussirgete määramist vt. osas *Polltiited* (vihk II).

Eelpeingestus ei tohi väheneda nullini, kuna siis liide hakkaks logisema ja võiks laguneda. Õige eelpeingestamise puhul on seega kiillütes suurimaks tegelikuks koormuseks

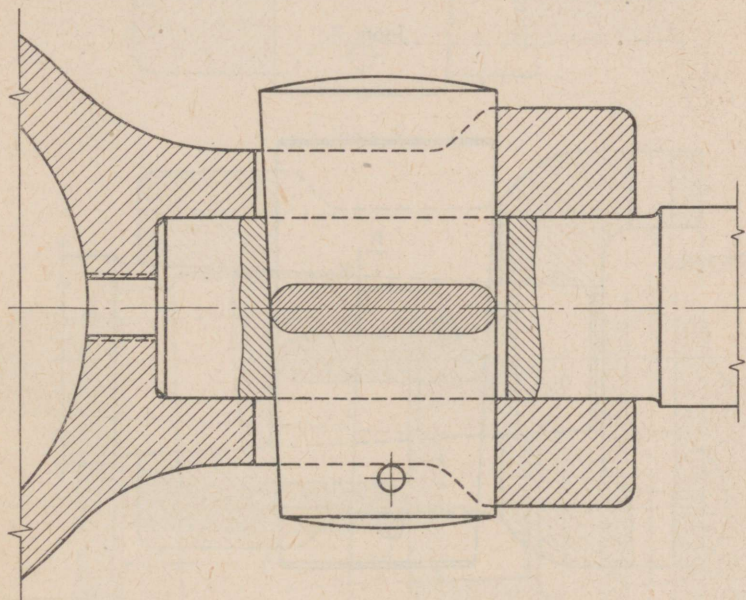
$$P_{teg} = P + (0,25 - 0,50) P = (1,25 - 1,50) P.$$

## II. RISTIKIILUD.

### 1. Ristikiil-liidete põhilised konstruktsioonid.

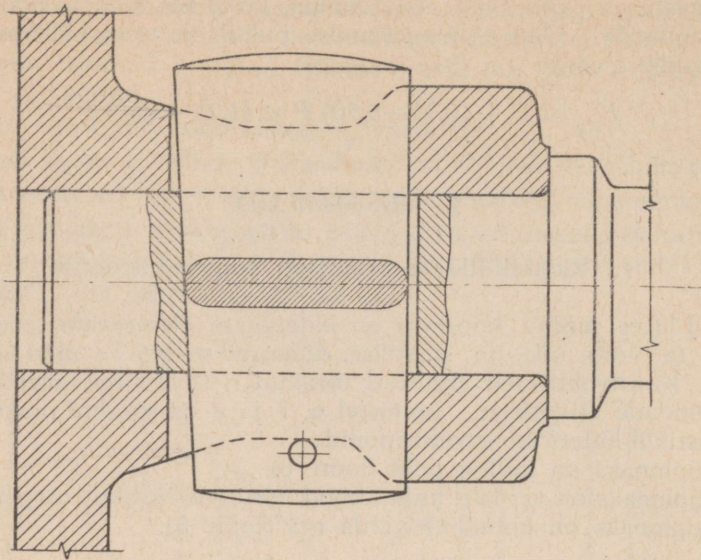
Ristikiil-lütes mõjuv koormus on liidetavate elementide telje suunaline, kusjuures ta võib olla nii staatilise, dünaamilise kui ka märkimuutva iseloomuga. Konstruktiivselt erinevad üksikud ristikiil-liited peamiselt olenevalt tugipindade asukohast. Joonistel 6, 7 ja 8 on toodud praktikas enamlevinud ristikiil-liidete konstruktsioonid:

- 1) tugipinnaks on muhvi põhi (joon. 6),
- 2) tugipinnaks on vardale kujundatud võru (tugiääriku) otspind (joon. 7),
- 3) tugipinnaks on kooniline varda ots (joon. 8).

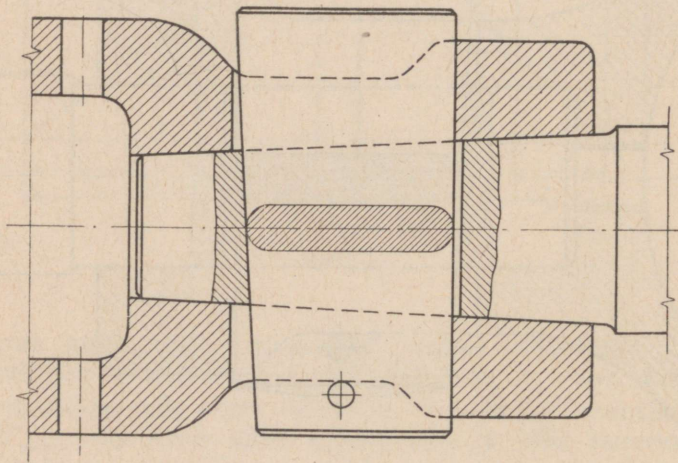


Joon. 6.

Kõik esitatud konstruktsioonid on eelpeingestatud liited. Esimest on soovitatav kasutada staatilise tõmbekoormuse puhul, kuna teine ja kolmas on sobivamad dünaamilise ja märkimuutva koormuse jaoks. Vastutusrikastes konstruktsioonides on kohasem kasutada kolmandat tüüpi, kuna see peale muude eeliste võimaldab ka täpsemat tsentreerimist ja on hõlpsamini avatav.



Joon. 7.

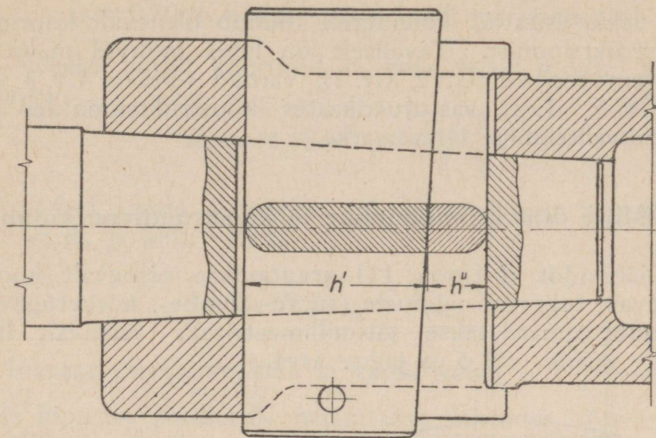


Joon. 8.

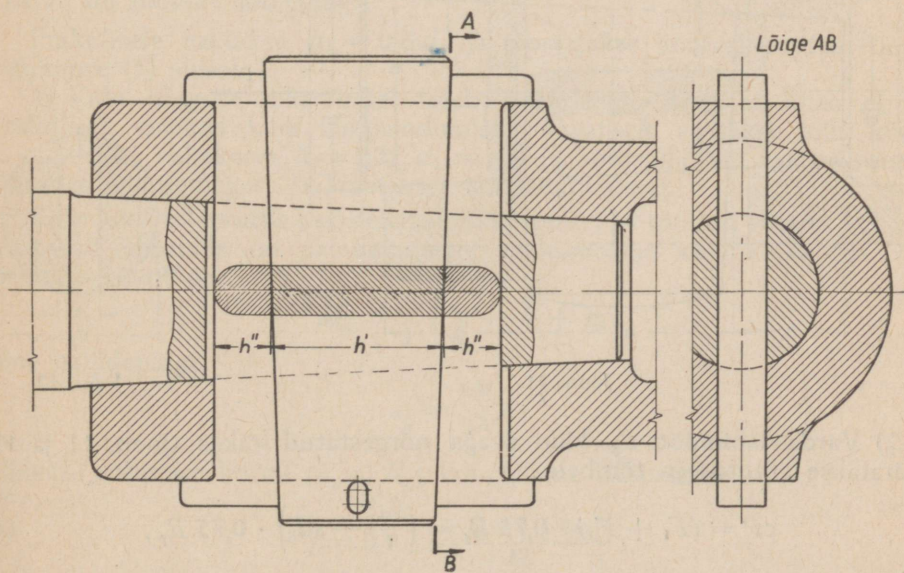
Hinnalistes konstruktsioonides varustatakse kiilud sageli detailide pinna kaitseks vahetatavate tugiosadega (joon. 9 ja 10). Sisse- ja väljalöömisel libiseb kiil nüüd vahetatavatel tugiosadel. Viimaste riknemisel on neid kerge asendada. Joonisel 9 on kujutatud nn. liitkiil ühe ja joonisel 10 kahe tugiosaga.

Üldiselt kujuneb liitkiiludega kiilliite konstruktsioon oma mõõteilt pikemaks, kuid tema valmistamine on hõlpsam, kuna kaob kaldega kiiluava valmistamise vajadus vardasse. Antud konstruktsiooni kujundamise aluseks on võrdse vastupidavusmomendi saavutamine liit- ja tervik-kiilus.

Tavaliselt valitakse liitkiilu kõrguse mõõted järgmiselt (joon. 9 ja 10):



Joon. 9.



Joon. 10.

ühe lisa-tugiosaga liites

$$h' = 0,95 h,$$

$$h'' = 0,3 h;$$

kahe lisa-tugiosaga liites:

$$h' = 0,9 h,$$

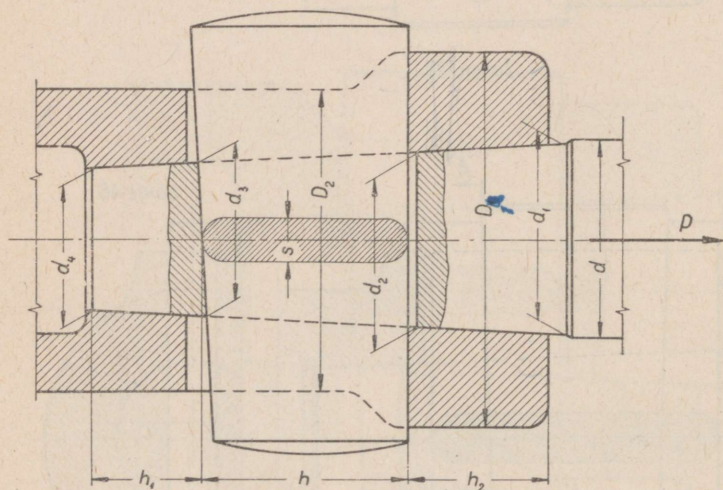
$$h'' = 0,28 h,$$

kus  $h$  on tervik-kiilu kõrgus.

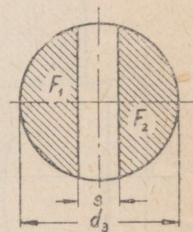
Materjali valik esitatud kiilliidetele toimub olenevalt koormuse iseloomust ja konstruktsioonist. Tavaliselt on liites muhvid malm- või terasvalamid, harvem sepised (Ct. 2, Ct. 3), vardad terasest Ct. 3 või Ct. 4 ja kiil terasest Ct. 5. Eriti vastutusrikkastes konstruktsioonides kasutatakse sageli kõrgemakvaliteedilisi terasemarke.

## 2. Ristikiil-liite dimensioneerimine ja konstruktiivne kujundamine.

1) Varda läbimõõt  $d$  (joon. 11) arvutatakse olenevalt koormuse iseloomust vastavate tugevustingimuste (surve-, tõmbe-, nõtketugevuse) alusel. Saadud läbimõõt ümardatakse täismillimeetriteks vastavalt läbimõõtude reale (soovitav paaris- või 5 ga jaguv arv).



Joon. 11.



Joon. 12.

2) Varda läbimõõt  $d_3$  kiilu avaga nõrgestatud lõikes (joon. 11 ja 12) määratakse arvutusega tõmbele:

$$cP = (F_1 + F_2) \cdot 0,75 R_t = \left( \frac{\pi d_3^2}{4} - s d_3 \right) \cdot 0,75 R_t, \quad (4)$$

kus

$$cP = (1,25 - 1,50) P.$$

Lubatud tõmbepinge  $R_t$  valitakse käesoleval juhul väiksemana ( $0,75 R_t$ ), kuna pingete jaotus kiilu ava sisselõike tõttu pole ühtlane.

Kiilu paksus valitakse tavaliselt piires

$$s = (0,25 - 0,30) d_3,$$

kus

$$s = 0,25 d_3 - \text{staatilisel koormusel ja}$$

$$s = 0,30 d_3 - \text{dünaamilisel või märkimuutval koormusel.}$$

Võttes aluseks antud suurused ja lahendades toodud avalduse (4)  $d_3$  suhtes, saame:

$$d_3 = (1,58 - 1,67) \sqrt{\frac{cP}{R_t}}. \quad (4-a)$$

Arvutusel saadud varda läbimõõtu  $d_3$  kontrollime, lähtudes lubatavast pindsurvest varda ja kiilu vahel:

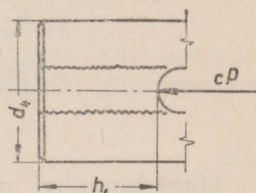
$$\sigma_{ps} = \frac{cP}{s \cdot d_3} \leq R_{ps},$$

kus

$R_{ps}$  on lubatud pindsurve kiilu ja varda vahel.

3) Varda lõpposa pikkus  $h_1$  määratakse lähtudes lubatavast lõikepingest (joon. 13):

$$\tau = \frac{cP}{2d_4h} \leq R_l, \quad (5)$$



Joon. 13.

kus  $R_l$  on lubatud lõikepinge.

Praktiliselt valitakse  $h_1 = 0,6 d_3$  ja teostatakse kontrollarvutus toodud tingimuse (5) alusel.

4) Kiilu kõrguse määramisel tuleb lähtuda nõudest, et liites ei tohi praktiliselt esineda kiilu läbipaindumist. Tavaliselt valitakse kiilu kõrgus  $h$  empiirilise vahekorra  $h = 1,25 d_1$  alusel ja kontrollitakse valitud suurust, lähtudes paindepingest ja lubatavast läbipaindumisest.

Kiilu kontrollarvutus paindele toimub joonisel 14 toodud skeemi kohaselt. Vastavalt skeemile on paindemoment maksimaalne kiilu keskkohal. Seal paindemoment on

$$M_p = \frac{cP}{2} \left( \frac{d_3}{4} + \frac{\delta}{2} + m \right)$$

ning paindepinge

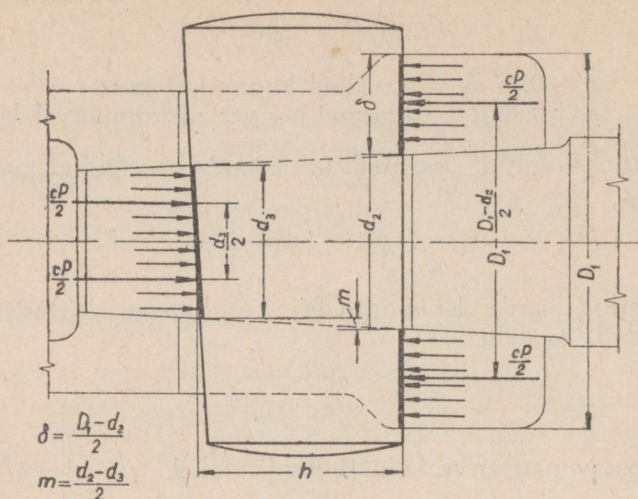
$$\sigma_p = \frac{6M_p}{sh^2}.$$

Viimase sobivuse korral ( $\sigma_p \leq R_p$ ) kontrollime läbipaindumist:

$$f = 0,2 \cdot \frac{cP(d_3 + \delta + 2m)^2}{Eh}, \quad (7)$$

kus  $E$  on kiilu materjali elastsusmoodul.

Esitatud kiilu kõrguse arvutusel on võetud aluseks koonilise tugipinnaga kiillide. Samad arvutusvalemid, kui neis võtta  $m = 0$ , on maksvad ka teiste kiillite-tüüpide kohta.



Joon. 14.

Ühendusmuhvi mõõdete määramine on erinev silindrilise ja koonilise varda jaoks.

5) Silindrilise varda ühendusmuhvi dimensioneerimisel lähtutakse kõigepealt pindsurvest kiilu tööpinna ja muhvi vahel, mille kaudu saab määrata muhvi suurema läbimõõdu  $D_1$  (joon. 15):

$$cP = (D_1 - d_2) s R_{ps},$$

kust

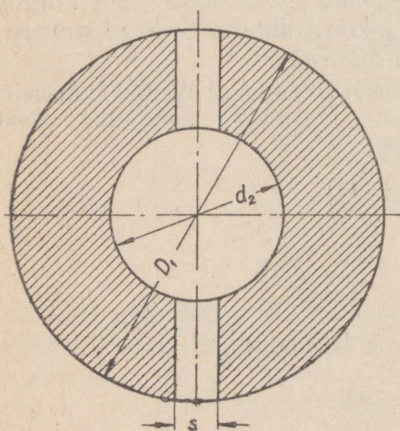
$$D_1 = \frac{cP + R_{ps} d_2 s}{R_{ps} s}. \quad (8)$$

Suurus  $h_2$  määratakse muhvi lubatava löikepinge alusel kusjuures eeldatakse, et löikumine ei teki korraga neljas löikepinnas, vaid ainult kahes.

Mõned autorid soovivad muhvi võru (läbimõõduga  $D_1$ ) arvutada ka paindele, kuid äärmiselt ebamäärase pingete jaotuse tõttu ei anna see viis praktilisi tulemusi.

Seega

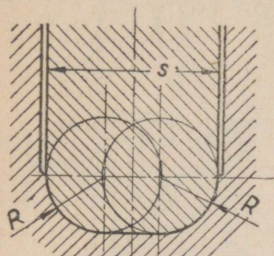
$$h_2 = \frac{cP}{(D_1 - d_1) s R_1}. \quad (9)$$



Joon. 15.

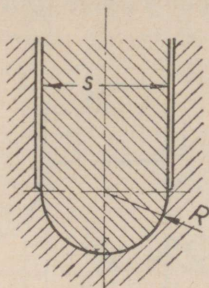
Lubatava lõikepinge suuruse valik sõltub otseselt kiilu serva kujust ja on seda väiksem, mida teravamate servadega kiil on kujundatud.

Tavaliselt valmistatakse kiilu tugipind lõikes poolringikujulisena, paksematel kiiludel aga ümardatud servadega ( $R \approx 0,25 s$ ). Üldiselt oleneb kiilu ristlõikepinna kaju otseselt kiilu ava töötlemise võimalustest (joon. 16, 17 ja 18).



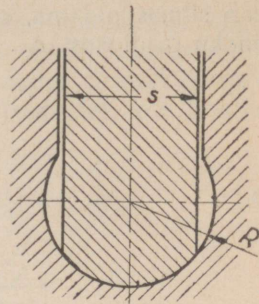
$$R < 0,5 s$$

Joon. 16.



$$R = 0,5 s$$

Joon. 17.



$$R > 0,5 s$$

Joon. 18.

Muhvi läbimõõt  $D_2$  kiilu avaga nõrgestatud lõikes (joon. 19) valitakse empiirilisel ja kontrollitakse hiljem tõmbele, lähtudes lubatavast tõmbepingest.

Valatud muhvidel

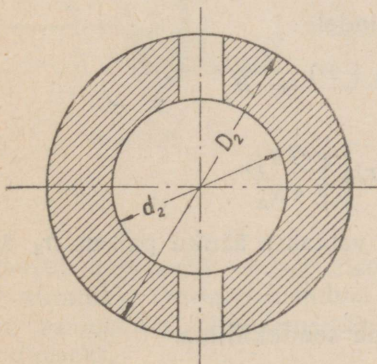
$$D_2 = (1,8 - 2,0) d_2 \quad (10)$$

ja sepistatud muhvidel

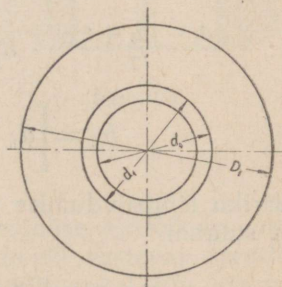
$$D_2 = (1,6 - 1,8) d_2. \quad (10-a)$$

Tõmbepinge

$$\sigma_t = \frac{cP}{\left(\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) - (D_2 - d_2) s} \ll R_t.$$



Joon. 19.

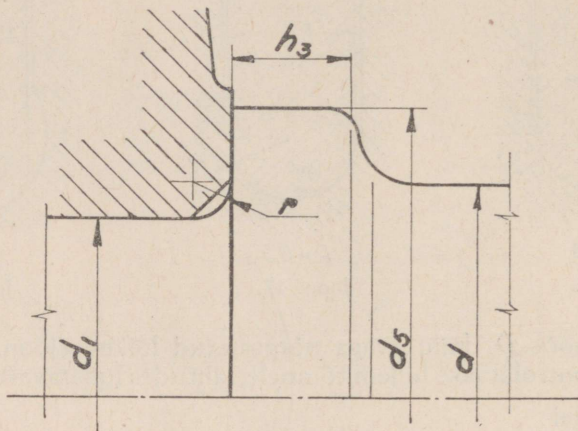


Joon. 20.

5) Koonilise avaga muhvi dimensioneerimine toimub lähtudes varda sissesurumisest muhvi ja varda vahel tekkinud pindsurve (joon. 20):

$$cP = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_4^2) R_{ps}. \quad (11)$$

7) Varda tugiaäriku (võru) läbimõõt  $d_5$  (joon. 21) määratakse lähtudes lubatavast pindsurvest tugiaäriku ja muhvi vahel, tugiaäriku paksus on  $h_3$  — lähtudes lubatavast paindepingest. Tugiaäriku läbimõõdu  $d_5$  määramisel peab silmas pidama, et võru pindsurvele töötava pinna suurus oleneb ülemineku-raadiusest  $r$ .



Joon. 21.

Tingimusest

$$cP = \frac{\pi}{4} [d_5^2 - (d_1 + 2r)^2] R_{ps}$$

leiame  $d_5$  :

$$d_5 = \sqrt{\frac{4cP}{\pi R_{ps}} + (d_1 + 2r)^2}. \quad (12)$$

Tugiaäriku paksuse leiame arvutusega paindele:

$$\frac{d_5 - (d_1 + 2r)}{2} \cdot R_{ps} \cdot \frac{d_5 - (d_1 + 2r)}{4} = R_p \cdot \frac{h_3^2 \cdot 1}{6},$$

kust

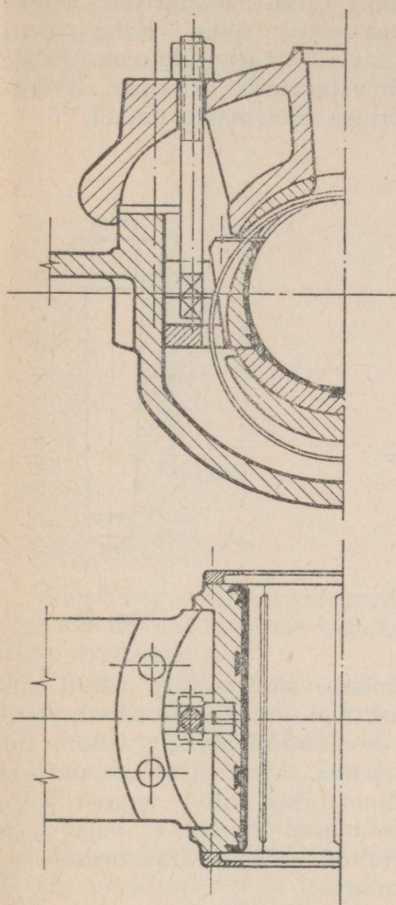
$$h_3 = \left[ d_5 - (d_1 + 2r) \right] \sqrt{\frac{3R_{ps}}{4R_p}}. \quad (13)$$

Tugiaäriku läbipaindumise vältimiseks valitakse ääriku paksus  $h_3$  ääriku kõrgusest suurem.

### 3. Ristikiilu kasutamine seadekiiluna.

Seadekiilude ülesandeks on detailide seadmine ja nende paigalhoidmine teatavas asendis, näiteks mitmelõikeliste laagrikausside juhtseadmeis (joon. 22), veduri laagreis (joon. 23) jne. Seadekiilu juhtimine toimub tavaliselt krui-poldiga, mille ülesandeks on ka kiilu kohalhoidmine.

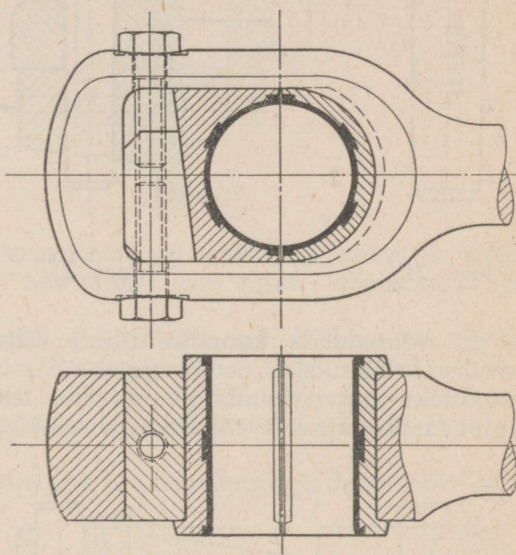
Kruvipolt on kas otseses ühenduses kiiluga (joon. 23) või eraldi (joon. 22). Viimasel juhul toimub ühendus kas vastava väljalõike kaudu kiilus, kus asetseb poldi pea, või ühendatakse pold kiiluga šarniirliigendi abil.



Joon. 22.

Seadekiilude kalde valitakse piirides  $\frac{1}{5} - \frac{1}{20}$ . Seadekiilu kujundamine toimub lähtudes peamiselt konstruktiivsetest nõuetest. Kontrollida tuleb ainult pindsurvepinget kiilu töö- ja tugipindadel. Seadekiilu pold arvutatakse tõmbele (survele), kus poldile mõjuv jõud

$$P \approx Q \operatorname{tg} (\varphi + 2 \rho) . \quad (14)$$



Joon. 23.

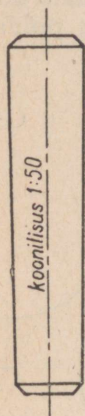
#### 4. Tihvtid.

Tihvtid kujutavad endast ristikiilu ringikujulise ristlõikega varianti ja neid kasutatakse seade-elementina kahe kaasdetaili vastavas asendis hoidmiseks, samuti ka liite-elementina kahe detaili vahel jõu või momendi ülekandmiseks.

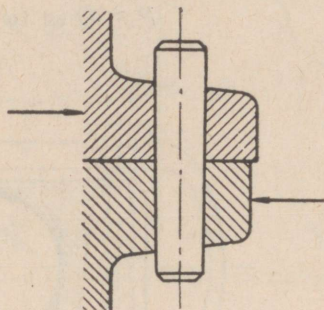
Tihvte liigitatakse nende kuju järgi koonilisteks ja silindrilisteks.

Koonilised tihvtid (joon. 24) on kujundatud moodustaja kaldega 1:100, mis on küllaldane tihvti püsimiseks vastavas augus sisselõõmisel saavutatud hõõrdejõudude mõjul.

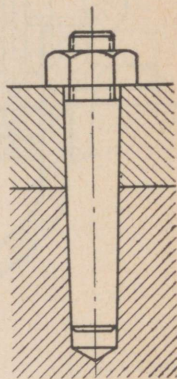
Koonilisi tihvte kasutatakse peamiselt seade-elementidena kahe sageli avatava kaasdetaili õige asendi kindlustamiseks. Kui kaasdetailide kokkupuutuvad pinnad ei oma mingit erilist tsentreerimisvahendit, siis kasutatakse tavaliselt kahte diametraalselt asetatud koonilist tihvti (reduktorite kerede pooled, laagripukid jne.), vastasel korral aga ainult ühte. Kahe tihvti kasutamisel on liite kindluse tõstmiseks soovitatav valida tihvtide omavaheline kaugus võimalikult suur. Tihvti augud tuleb valmistada (puurida, hõõritseda) pärast kaasdetailide kokkupassimist korraga mõlemasse detaili.



Joon. 24.



Joon. 25.



Joon. 26.

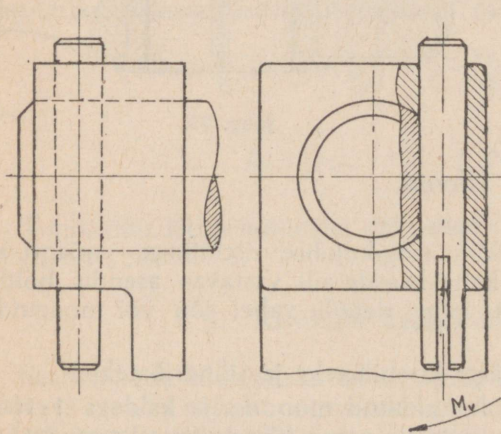
Et võimaldada koonilise tihvti väljalöömist, valmistatakse tihvti auk tavaliselt läbi kahe detaili (joon 25). Juhul, kui juurdepääs tihvti väljalöömiseks on raskendatud või kui tihvt on löödud massiivi (joon. 26), kujundatakse tihvtile tõmbeseade kruvi ja mutrina.

Mutri kinnikeeramisega tõmmatakse tihvt august välja. Koonilised tihvtid ei vaja augu järeltöötlemist mitmekordsel kasutamisel.

Koonilisi tihvte on võimalik rakendada ka väiksemate väändmomentide ülekandmiseks. Sel juhul võime kujundada kas detaile pingestava (joon. 27) või löikele töötava tihvtiga sõlme (joon. 25).

Silindrilisi tihvte leiame üldiselt kolmes variandis, olenevalt nende pingestusviisist:

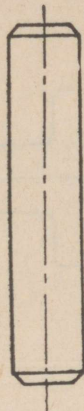
- a) tavalised silindrilised tihvtid,
- b) pikikärnidega silindrilised tihvtid — kärntihvtid,



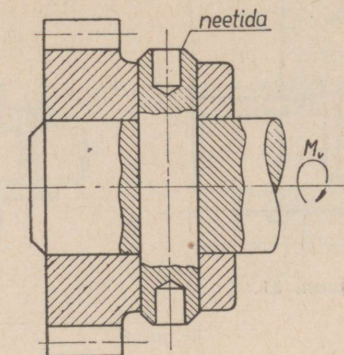
oon. 27.

c) vetruvad silindrilised tihvtid.

Tavalisi silindrilisi tihvte (joon. 28) kasutatakse analoogiliselt kooniliste tihvtidega. Silindrilise tihvti augus püsimise otstarbel valmistatakse tihvt ja auk vastava istu järgi või kasutatakse selleks tihvti otste kärnimist või neetimist (joon. 29) või mingit muud abinõu, näiteks augu katmist plaadikesega, vedrurõngast vms.



Joon. 28.

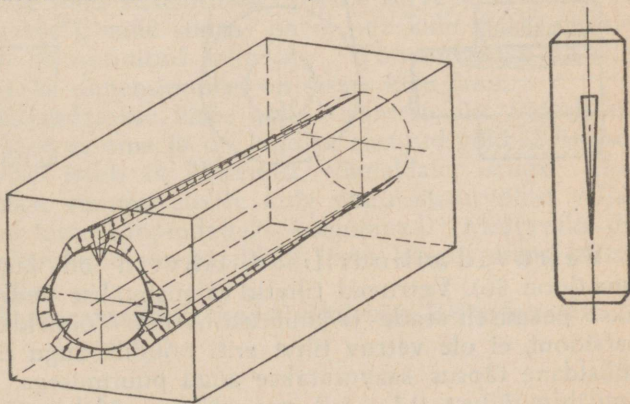


Joon. 29.

Silindrilise tihvti mitmekordne kasutamine on takistatud tihvti ja augu pindade deformeerumise tagajärjel. See nõuab uue tihvti valmistamist ja augu järeltöötamist.

Viimasel ajal on laialdaselt levinud pikikärnidega silindriline tihvt, mille püsivus augus, seega ka mitmekordne kasutamine on kindlustatud eriliste pikikärnidega tihvti silindrilisel pinnal. Tihvti läbimõõduga vastavalt sobiva augu valmistamisel võib antud juhul ka augu järeltöötlemise hõõritsemisega ära jätta.

Kärntihvt on kujundatud silindrilisest tihvtist, moodustades silindrilisele pinnale tavaliselt kolm teljega paralleelset pikikäärni (joon. 30). Mõlemal pool kärni kujunduvad kõrgemad pinnad, mis tihvti aukulöömisel materjali elastsuse tõttu tagasi surutakse, tekitades liites pingetuse, mille tagajärjel tekivad hõõrdejõud tagasi tihvti püsimise augus.

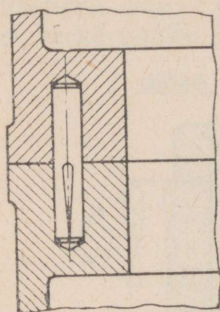


Joon. 30.

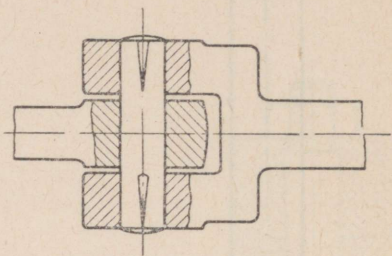
Olenevalt kärntihvti ja pikikäärnide

kujundusviisist võib viimast kasutada väga laialdaselt nii detailide vastastikust asendit määrava kui ka liite-elementina (joon. 31 ja 32), ta võib asendada pikikiile, neete ja kruvisid (joon. 33, 34 ja 35).

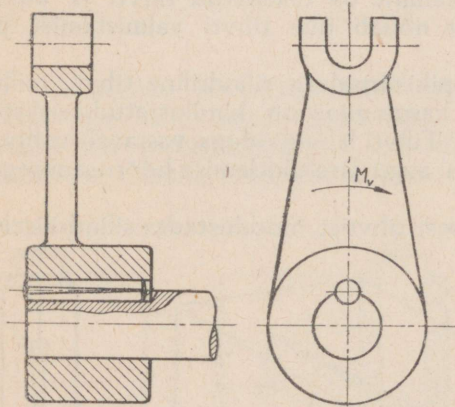
Silindrilised tihvtid on valmistatud tavaliselt terasest tõmbetugevusega  $\sigma_b = 50 - 60 \text{ kg/mm}^2$  ja on sageli termiliselt töödeldud.



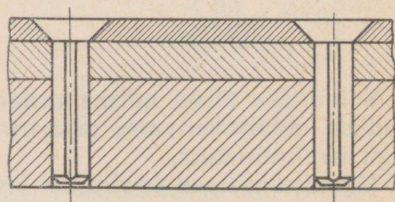
Joon. 31.



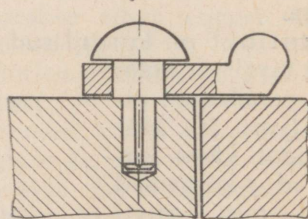
Joon. 32.



Joon. 33.



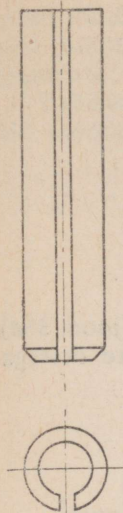
Joon. 34.



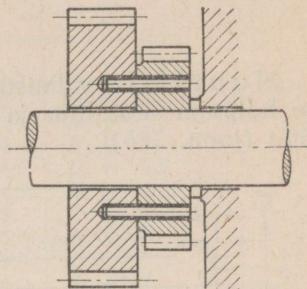
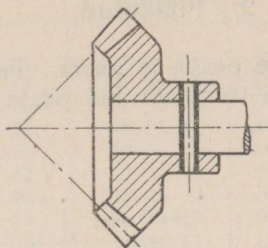
Joon. 35.

Vetruvad silindrilised tihvtid on kujundatud silindrilise vedruna (joon. 36). Vetruvad tihvtid valmistatakse vedruterasest ja neid kasutatakse peamiselt seade- ja kinnitustihvtina. Võimaldades suurt elastset deformatsiooni, ei ole vetruv tihvt eriti nõudlik augu täpse valmistamise suhtes. Küllaldane täpsus saavutatakse augu puurimisega, valmistades augu tihvti nimiläbimõödust 0,1—0,9 mm väiksema läbimõõduga, vajadus puuraugu järelehõõritsemiseks aga puudub.

Eriti kasulik on vetruva tihvti kasutamine seeriaproduktsioonis valmistatavais seadmes (näit. tööpingid), kuna vedrutihvtid kindlustavad kindla liite tagasihoidliku täpsuse juures ja võimaldavad materjali kokkuhoidu kuni 60%. Ka vetruva tihvti kasutamiskiirkond, nagu kärntihvtilgi, on võrdlemisi suur. Kaks näidet vedrutihvti kasutamisest on esitatud joonisel 37.



Joon. 36.



Joon. 37.

### III. PIKIKIILUD JA LIISTUD.

#### 1. Pikikiilude ja liistude ülesanne ja liigitus.

Nagu varem nimetatud, on pikikiilu (ka liistu) ülesandeks momenti ülekandvate detailide, nagu hammasrataste, rihmarataste, hoorataste, hoobade ja väntade ühendamine telgede ja võllidega. Detailide ühendamine pikikiilu või liistu abil toimub tema asetamise teel rummu ja võlli või ainult rummu sisse tehtud, võlli teljega paralleelsesse nuuti või pessa. Analoogiliselt ristikiil-liitega esineb ka siin eelpingestatud ja eelpingestamata liide.

Esimesel juhul tekitatakse kiilu sisselöömisel teatav surve kiilu põhi- ja pealispinnale („kinnikiilutamine“), mille suurus on olenev kiilu pealispinnale antud kaldest. Pikikiiludel on normitud kalle  $\frac{1}{100}$ . Tööpindadeks on siin põhi- ja pealispind, määravaks dimensiooniks on seega kiilu laius.

Eelpingestamata liide kujundatakse liistu abil, kusjuures liist töötab ainult kaasavõtjana. Liist kallet ei oma ja on kindlalt surutud võlli süvisesse, kuna rummu vastavas süvises istub ta libisemist võimaldava istuga. Momendi ülekandmisel surutakse rummu süvisesse külge vastu liistu võllist väljulatuvat külge — seega on liistu tööpindadeks külgpinnad. Määravaks dimensiooniks momendi ülekandmisel on järelikult liistu kõrgus, kuna laius määrab liistu istumise kindlus.

Kummalgi liigil on alaliigitus vastavalt konstruktiivsele kujundamisele. Pikikiilud jagunevad:

- 1) sviskiilud:
  - a) nuutkiilud — joon. 38,
  - b) pesakiilud — joon. 39;

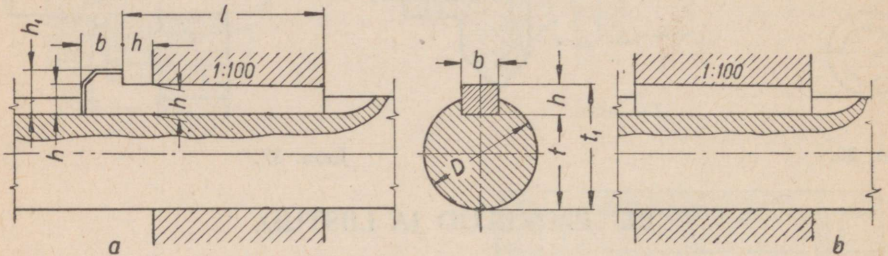
- 2) lamekiilud — joon. 40;
- 3) hõõrdkiilud — joon. 41;
- 4) tangentsiaalkiilud — joon. 42.

Liistud jagunevad:

- 1) kohtliistud — joon. 43;
- 2) juhtliistud — joon. 44;
- 3) segmentliistud — joon. 45.

## 2. Pikikiilud.

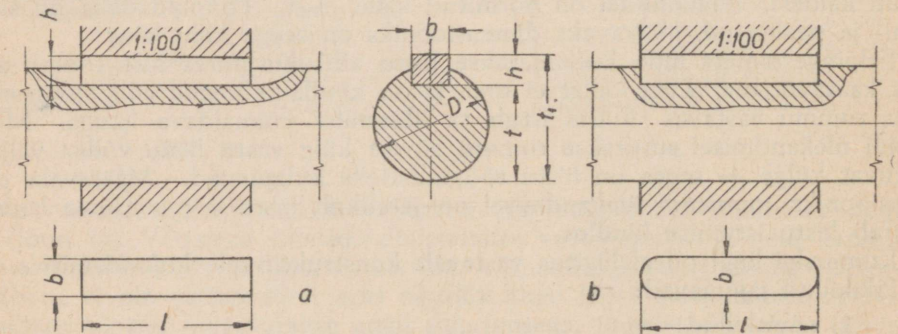
Nuutkiile valmistatakse peaga ja peata. Peaga nuutkiilu (joon. 38a) on hõlpsam sisse lüüa ja välja tõmmata kui peata ja tasapinnaliste otstega kiilu (joon. 38b).



Joon. 38.

Kiilunuut on freesitud võllisse ketasfreesiga. Nuudi pikkuseks valitakse kahekordne kiilu pikkus, et võimaldada kiilu sisselöömist ja väljatõmbamist. Nuutkiil võimaldab küllaldase kiilu pikkuse juures üle kanda kogu liitele rakendatud väändemomenti.

Pesakiile valmistatakse tasapinnaliste (joon. 39a) või silindriliste (joon. 39b) otspindadega. Võlli kiilupesa on freesitud võllisse ketas- või tappfreesiga. Rumm surutakse võllisse istutatud kiilule. Pesakiilu kasuta-



Joon. 39.

takse juhul, kui puudub ruum nuutkiilu asetamiseks. Küllaldase kiilu pikuse juures võimaldab ka pesakiil üle kanda liitele mõjuvat kogu väändmomenti.

Tabelis 1 on toodud OCT HKM 4079 järgi süviskiilude (joon. 38 ja 39) mõõted mm.

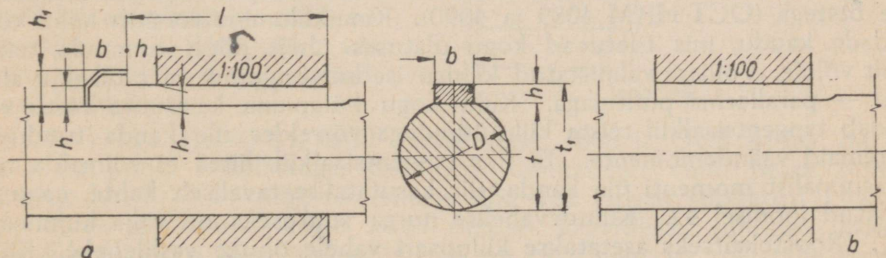
Tabel 1.

| Võlli läbimõõt<br>$D$ |       | Kiilu mõõted<br>$b \times h$ | $t$       | $t_1$     |
|-----------------------|-------|------------------------------|-----------|-----------|
| 10 kuni               | 14    | $4 \times 4$                 | $D - 2,5$ | $D + 1,5$ |
| üle                   | 14 "  | $5 \times 5$                 | $D - 3$   | $D + 2$   |
| "                     | 18 "  | $6 \times 6$                 | $D - 3,5$ | $D + 2,5$ |
| "                     | 24 "  | $8 \times 7$                 | $D - 4$   | $D + 3$   |
| "                     | 30 "  | $10 \times 8$                | $D - 4,5$ | $D + 3,5$ |
| "                     | 36 "  | $12 \times 8$                | $D - 4,5$ | $D + 3,5$ |
| "                     | 42 "  | $14 \times 9$                | $D - 5$   | $D + 4$   |
| "                     | 48 "  | $16 \times 10$               | $D - 5$   | $D + 5$   |
| "                     | 55 "  | $18 \times 11$               | $D - 5,5$ | $D + 5,5$ |
| "                     | 65 "  | $20 \times 12$               | $D - 6$   | $D + 6$   |
| "                     | 78 "  | $24 \times 14$               | $D - 7$   | $D + 7$   |
| "                     | 90 "  | $28 \times 16$               | $D - 8$   | $D + 8$   |
| "                     | 105 " | $32 \times 18$               | $D - 9$   | $D + 9$   |
| "                     | 120 " | $36 \times 20$               | $D - 10$  | $D + 10$  |
| "                     | 140 " | $40 \times 22$               | $D - 11$  | $D + 11$  |
| "                     | 170 " | $45 \times 25$               | $D - 13$  | $D + 12$  |
| "                     | 200 " | $50 \times 28$               | $D - 14$  | $D + 14$  |
| "                     | 240 " | $60 \times 32$               | $D - 16$  | $D + 16$  |
| "                     | 280 " | $70 \times 36$               | $D - 18$  | $D + 13$  |
| "                     | 330 " | $80 \times 40$               | $D - 20$  | $D + 20$  |
| "                     | 400 " | $100 \times 50$              | $D - 25$  | $D + 25$  |

Nimetatud kiilude sortiment on antud standardis OCT HKM 4080 ja 4081.

Lamekiile (mõõted — OCT HKM 4082, sortiment OCT HKM 4083) valmistatakse peaga (joon. 50a) ja peata tasapinnaliste otstega (joon. 40).

Kiilu aluseks võllil on kiilu laiuses tasandatud võllipind. Lamekiil võimaldab üle kanda ainult ca 30% liitele mõjuvast pöördemomendist. Peamiseks lamekiilu kasutuskohaks on transmissioonid, kus üksikule kiilliteele langebki ainult väike osa võllile rakendatud üldisest pöördemomendist.



Joon. 40.

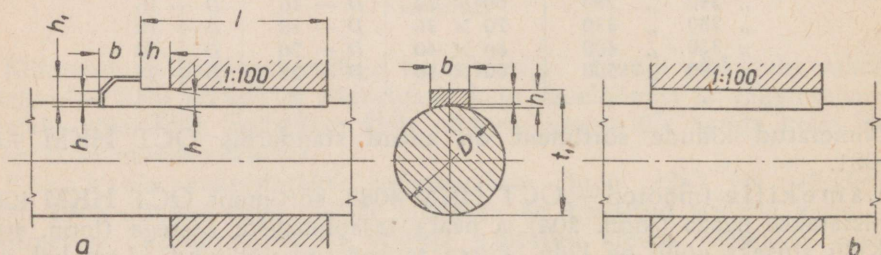
Kuid lamekiilu kasutatakse ka juhul, kui kiilupesa valmistamine võllisse on raskendatud või võlli valmistamisviisist tingituna lubamatu.

Tabelis 2 on toodud lamekiilude mõõted OCT HKM 4082 järgi.

Tabel 2.

| Võlli läbimõõt<br>$D$ |       | Kiilu mõõted<br>$b \times h$ | $t$       | $t_1$     |
|-----------------------|-------|------------------------------|-----------|-----------|
| 25 kuni               | 30    | $8 \times 4$                 | $D - 1,5$ | $D + 2,5$ |
| üle                   | 30 "  | $10 \times 4,5$              | $D - 1,5$ | $D + 3$   |
| "                     | 36 "  | $12 \times 5$                | $D - 1,5$ | $D + 3,5$ |
| "                     | 42 "  | $14 \times 5,5$              | $D - 1,5$ | $D + 4$   |
| "                     | 48 "  | $16 \times 6,5$              | $D - 1,5$ | $D + 5$   |
| "                     | 55 "  | $18 \times 7$                | $D - 1,5$ | $D + 5,5$ |
| "                     | 65 "  | $20 \times 8$                | $D - 2$   | $D + 6$   |
| "                     | 78 "  | $24 \times 9$                | $D - 2$   | $D + 7$   |
| "                     | 90 "  | $28 \times 10$               | $D - 2$   | $D + 8$   |
| "                     | 105 " | $32 \times 11$               | $D - 2$   | $D + 9$   |

Hõõrdkiile (mõõted — OCT HKM 4082, sortiment — OCT HKM 4083) valmistatakse peaga (joon. 41a) ja peata (joon. 41b). Kiilusüvis võllil puudub. Hõõrdkiile kasutatakse osalise võimsuse ülekandmiseks transmissioonides ja juhul, kui võlli pindkihi rikkumine nuudi või pesa valmistamisel võib tekitada võlli kaardumise.



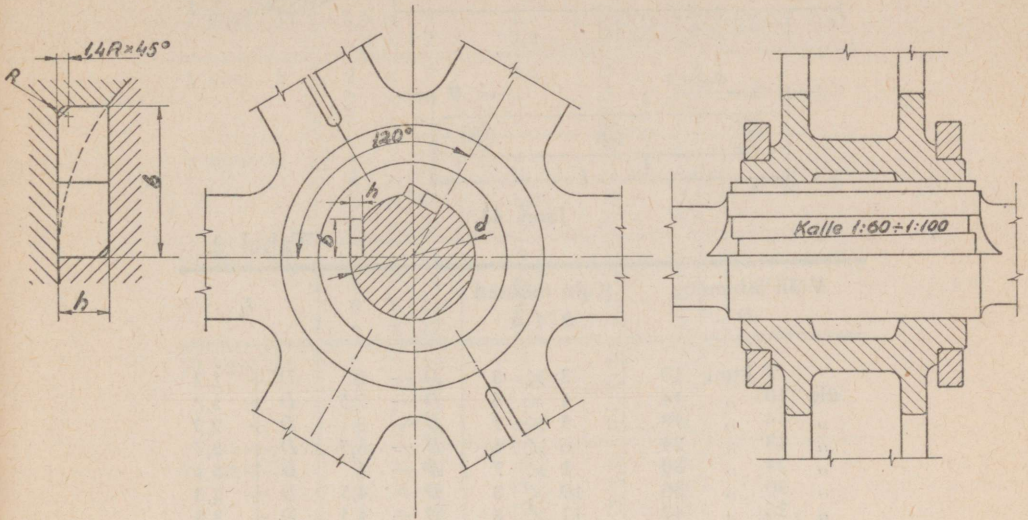
Joon. 41.

Tangentsiaalkiil (joon. 42) valmistatakse paariskiiluna tasapinnaliste otstega (OCT HKM 4089 ja 4090). Kinnikiilumine toimub kiilul külgpindade kaudu, mis toetuvad kogu ulatuses ühelt poolt rummule, teiselt poolt võllile. Võllisse valmistatud kiilusüvise külgtugipind on radiaalne, aluspind — paralleelne puutujaga. Kiilu kogu külgpinna kandvuse tõttu võimaldab tangentsiaalkiil teiste kiilutüüpidega võrreldes üle kanda tunduvalt suuremaid vändemomente. Et üks tangentsiaalkiil liites ei võimalda mõlemasuunalist momenti üle kanda, siis kasutatakse tavaliselt kahte, nagu on näidatud joonisel 42. Kiiludevahelise nurga suuruseks on välja kujunenud  $120^\circ$ . Roostekaitseks asetatakse kiilupaari vahele õhuke vaskleheke. Kiilupaari laius määratakse valemiga:

$$b = \sqrt{h(d-h)}, \quad (15)$$

kusjuures kiilu kõrgus

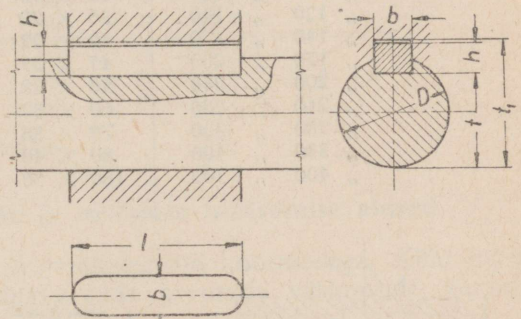
$$h = \sqrt{0,4 d_{\text{cm}}}$$



Joon. 42.

### 3. Liistud.

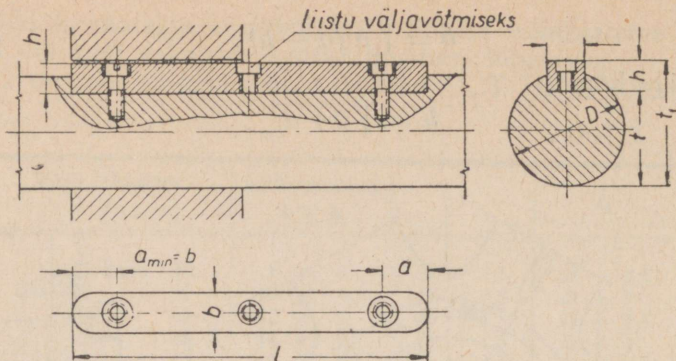
Kohtliist (joon. 43, OCT HKM 4084, 4085 ja OCT 4154) valmistatakse silindriliste ja tasapinnaliste otspindadega ja surutakse täpselt sobitatud külgpindadega võllisse valmistatud pesa. Rummus oleva pesa põhja ja liistu vahele jäetakse pilu. Kohtliiste kasutatakse seadmes, kus lisapingete tekitamine pikikiiludega ja selle tagajärjel tekkida võiv detaili kiivatõmbumine võllil on konstruktsioonile kahjulik või lubamatu (näiteks hammasrattad, ketassidurid jms.).



Joon. 43.

Juhtliist (joon. 44, OCT HKM 4084, 4086 ja OCT 4153) on kujult analoogiline kohtliistuga. Juhtliistu kinnitamine võlli pesa toimub juhtudel, kui  $b < 14$  mm, temmimise abil või täpselt sobitatud külgpindade kaudu ja juhtudel, kui  $b > 14$  mm — kruvidega. Juhtliistu kasutatakse juhtabinõuna detailide puhul, mis on võllil liikuvad võlli telje suunas.

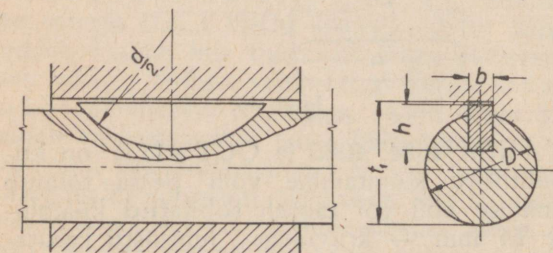
Koht- ja juhtliistude normid on OCT HKM 4084 järgi toodud tabelis 3.



Joon. 44.

Tabel 3.

| Võlli läbimõõt<br>$D$ |     | Kiilu mõõted<br>$b \times h$ | $t$       | $t_1$      |
|-----------------------|-----|------------------------------|-----------|------------|
| 7 kuni                | 10  | 3 × 3                        | $D - 2$   | $D + 1,2$  |
| üle                   | 10  | 4 × 4                        | $D - 2,5$ | $D + 1,7$  |
| "                     | 14  | 5 × 5                        | $D - 3$   | $D + 2,2$  |
| "                     | 18  | 6 × 6                        | $D - 3,5$ | $D + 2,7$  |
| "                     | 24  | 8 × 7                        | $D - 4$   | $D + 3,3$  |
| "                     | 30  | 10 × 8                       | $D - 4,5$ | $D + 3,8$  |
| "                     | 36  | 12 × 8                       | $D - 4,5$ | $D + 3,8$  |
| "                     | 42  | 14 × 9                       | $D - 5$   | $D + 4,3$  |
| "                     | 48  | 16 × 10                      | $D - 5$   | $D + 5,3$  |
| "                     | 55  | 18 × 11                      | $D - 5,5$ | $D + 5,8$  |
| "                     | 65  | 20 × 12                      | $D - 6$   | $D + 6,3$  |
| "                     | 78  | 24 × 14                      | $D - 7$   | $D + 7,3$  |
| "                     | 90  | 28 × 16                      | $D - 8$   | $D + 8,4$  |
| "                     | 105 | 32 × 18                      | $D - 9$   | $D + 9,4$  |
| "                     | 120 | 36 × 20                      | $D - 10$  | $D + 10,4$ |
| "                     | 140 | 40 × 22                      | $D - 11$  | $D + 11,4$ |
| "                     | 170 | 45 × 25                      | $D - 13$  | $D + 12,5$ |
| "                     | 200 | 50 × 28                      | $D - 14$  | $D + 14,5$ |
| "                     | 240 | 60 × 32                      | $D - 16$  | $D + 16,5$ |
| "                     | 280 | 70 × 36                      | $D - 18$  | $D + 18,5$ |
| "                     | 330 | 80 × 40                      | $D - 20$  | $D + 20,5$ |
| "                     | 400 | 100 × 50                     | $D - 25$  | $D + 25,5$ |



Joon. 45.

Segmentliistu (joon. 45, OCT HKM 4091 ja 4092) valmistatakse segmentikujulise profiiliga. See liistu tüüp on väga laialt kasutatav peenmehaanikas, töötlemismasinais, autotehnikas ja omab erilist kohta massproduktioonis.

Esitatud liiste saame kasutada ainult osalise võimsuse ülekandmiseks.

Segmentliistude mõõted OCT HKM 4091 järgi on toodud tabelis 4.

Tabel 4.

| $D$        | $b \times d$   | $h$ | $t$        | $t_1$     |
|------------|----------------|-----|------------|-----------|
| 4 kuni 5   | $1,5 \times 4$ | 1,5 | $D - 0,7$  | $D + 0,9$ |
|            | $1,5 \times 7$ | 2,5 | $D - 1,7$  |           |
| 5 kuni 9   | $2 \times 7$   | 2,5 | $D - 1,4$  | $D + 1,2$ |
|            | $2 \times 10$  | 4   | $D - 2,9$  |           |
|            | $2 \times 13$  | 5   | $D - 3,9$  |           |
| 9 kuni 13  | $3 \times 10$  | 4   | $D - 2,6$  | $D + 1,5$ |
|            | $3 \times 13$  | 5   | $D - 3,6$  |           |
|            | $3 \times 16$  | 6,5 | $D - 5,1$  |           |
|            | $3 \times 19$  | 8   | $D - 6,6$  |           |
| 13 kuni 18 | $4 \times 13$  | 5   | $D - 3,2$  | $D + 2$   |
|            | $4 \times 16$  | 6,5 | $D - 4,7$  |           |
|            | $4 \times 19$  | 8   | $D - 6,2$  |           |
|            | $4 \times 22$  | 9,5 | $D - 7,7$  |           |
| 18 kuni 24 | $5 \times 19$  | 8   | $D - 5,7$  | $D + 7,5$ |
|            | $5 \times 22$  | 9,5 | $D - 7,2$  |           |
|            | $5 \times 25$  | 11  | $D - 8,7$  |           |
|            | $5 \times 28$  | 12  | $D - 9,7$  |           |
| 24 kuni 30 | $6 \times 22$  | 9,5 | $D - 6,7$  | $D + 3$   |
|            | $6 \times 25$  | 11  | $D - 8,2$  |           |
|            | $6 \times 28$  | 12  | $D - 9,2$  |           |
|            | $6 \times 32$  | 14  | $D - 11,2$ |           |
|            | $6 \times 35$  | 15  | $D - 12,2$ |           |
|            | $6 \times 38$  | 16  | $D - 13,2$ |           |
| 30 kuni 36 | $8 \times 25$  | 11  | $D - 7,5$  | $D + 3,7$ |
|            | $8 \times 28$  | 12  | $D - 8,5$  |           |
|            | $8 \times 32$  | 14  | $D - 10,5$ |           |
|            | $8 \times 35$  | 15  | $D - 11,5$ |           |
|            | $8 \times 38$  | 16  | $D - 12,5$ |           |
| üle 36     | $10 \times 32$ | 14  | $D - 9,7$  | $D + 4,5$ |
|            | $10 \times 35$ | 15  | $D - 10,7$ |           |
|            | $10 \times 38$ | 16  | $D - 11,7$ |           |

$d$  on segmentliistu läbimõõt.

#### 4. Pikikiilu töösuutlikkuse ja mõõdete määramise alused.

Pikikiil on üldiselt koormatud komplitseeritud koormusega. Kiilu täpsel teoreetilisel dimensioneerimisel tuleks teda arvutada väsimusele, survele, pindsurvele, löikele ja paindele.

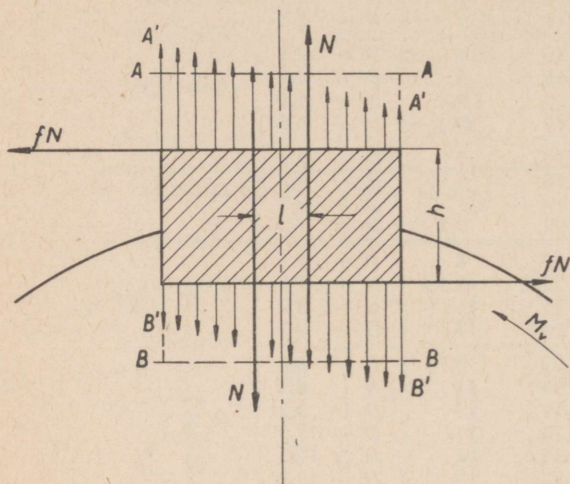
Pikikiilu koormuse keerulisus ja esinevad eriolukorrad on sundinud paljusid autoriteete kirjutama oma teoseis, et „kiilu dimensioneerimine teoreetilisel alusel on võimatu“. Seni ei ole suudetud seda seisukohta ümber lükata ja kiilu dimensioneerimine baseerub veel tänapäevalgi empiirilisel alusel.

Kuid kiilude dimensioneerimiseks on olemas ka mõned teoreetilised arvutusviisid, milliseid, vaatamata nende tinglikkusele, tuleb kasutada juhtudel,

kui ei ole käepärast norme või kui ollakse sunnitud kasutama normidest erinevaid kiile. Nende teoreetiliste arvutusviiside puuduseks on see, et neis ei ole osutunud võimalikuks küllaldase täpsusega võtta arvesse kiilusõlme töörežiimi, kiilu ja kiilupesa vahelise külgpilu mõju, kiilu sisselöömise jõudu, hõõrdeteguri suurust jms.

Edasi tutvume mõninga teoreetilise arvutusviisiga ja hiljem toome sisse praktilised parandused.

Olgu meil tegemist hästisobitatud kiillitega. Olgu kiilu poolt võllile



Joon. 46.

avaldatava survejõu suurus  $N$  ja jagunegu viimane ühtlaselt tugipindadel ( $A-A$  ja  $B-B$  järgi, joon. 46). Rakendades võllile väändemomendi  $M_v$  noole suunas, tekib kiilu puutepindadel võlli ja rummuga hõõrded jõud  $fN$ . Saame jõupaari, mis püüab pöörata kiilu ümber tema sümmeetriatelje. Jõupaarist tingitud momendi  $fNh$  tekkimise tõttu toimub pinge ümberjaotus  $A'-A'$  ja  $B'-B'$  järgi, millega muutub ka resultantsurvejõu asukoht ja tekib omaette jõupaar  $Nl$ . Kiilu tasakaalutingimuse järgi

$$fNh = Nl,$$

kust

$$fh = l.$$

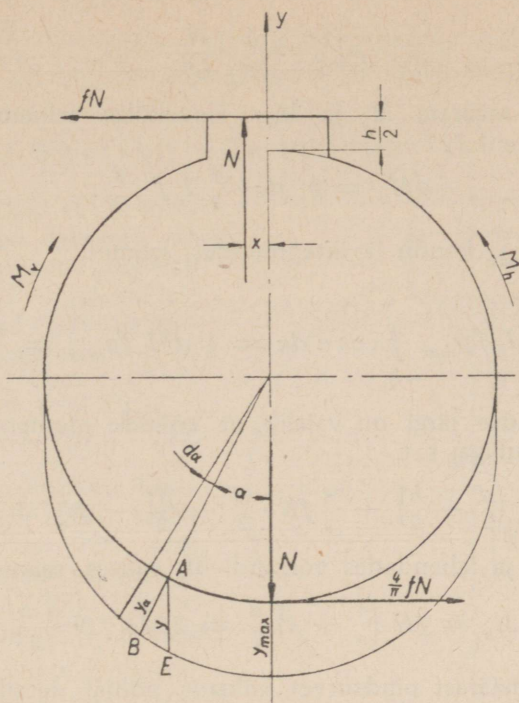
Vaatleme nüüd võllil asuva detaili (rummu) tasakaalutingimusi. Detailile on rakendatud jõud  $fN$  rummu pesa põhipinnal, jõud  $N$  kaugusel  $x = \frac{l}{2}$  rummu pesa keskjoonest, surve  $N$  rummu pesa vastaspinnale, väändemoment  $M_v$  ja hõõrdemoment  $M_h$  (joon. 47).

Määrame  $M_h$ . Tähistame telje  $y$  suunalise pindsurve detaili ja võlli vahel tähisega  $p_{max}$  ja radiaalselt teatava nurga  $\alpha$  all mõjuva pindsurvepinge tähisega  $p_\alpha$ . Elementaarpinna kiilu pikkusel  $l_c$  mõjub radiaalne survejõud

$$p_\alpha = d\alpha \cdot \frac{d}{2} l_c,$$

mis annab summamana  $y$ -telje suhtes:

$$N = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p_\alpha d\alpha \cdot \frac{d}{2} l_c \cos \alpha.$$



Joon. 47.

Hooke'i seaduse alusel võib deformatsioonide ja pingete kohta kirjutada suhte:

$$\frac{p_\alpha}{p_{max}} = \frac{y_\alpha}{y_{max}},$$

kus  $y$  on  $p$ -le vastav deformatsioon.  $y$  suuruse määrame kolmnurgast  $ABE$ :

$$y = y_{max} = \overline{AE};$$

$$y_\alpha = \overline{AE} \cos \alpha = y_{max} \cos \alpha,$$

seega

$$\frac{p_\alpha}{p_{max}} = \frac{y_{max} \cos \alpha}{y_{max}}$$

ja

$$p_\alpha = p_{max} \cos \alpha.$$

Lõpuks saame:

$$N = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p_{max} d\alpha \cdot \frac{d}{2} l_c \cos^2 \alpha = p_{max} \cdot \frac{d}{2} l_c \left| \frac{\sin 2\alpha}{4} + \frac{\alpha}{2} \right|_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} = \frac{\pi}{4} p_{max} dl_c$$

ja

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{N}{l_c d}. \quad (16)$$

Nüüd saame määrata  $M_v$  ja  $M_h$ . Kooskõlas eelnenuga elementaarne moment

$$dM_h = p_\alpha d\alpha \cdot \frac{d}{2} l_c f \cdot \frac{d}{2}.$$

Väljendades  $p_\alpha$   $p_{max}$  kaudu ja integreerides, saame:

$$M_h = \frac{d}{4} l_c f p_{max} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \alpha d\alpha = \frac{1}{2} d^2 l_c f p_{max} = \frac{4}{\pi} f N \cdot \frac{d}{2}.$$

Tasakaalutingimuse järgi on vajalik, et kõikide momentide summa telje suhtes võrduks nulliga, s. t.

$$fN \left( \frac{d}{2} + \frac{h}{2} \right) + \frac{4}{\pi} fN \cdot \frac{d}{2} - \frac{Nl}{2} - M_v = 0.$$

Asetades  $l = fh$  ja lahendades võrrandi  $M_v$  suhtes, saame:

$$M_v = fN \left( \frac{4}{\pi} + 1 \right) \frac{d}{2} = 2,274 fN \cdot \frac{d}{2}.$$

Et vältida ülemäärast pindsurvet kiiluava põhjal detailis, on vajalik arvestada ka seda, et maksimaalne pindsurve ületab halvimal juhul (koormuse jagunemisel kolmnurga järgi) keskmise väärtuse kahekordselt; lubamatu pindsurve vältimiseks kiiluava põhjale peab olema rahuldatud tingimus

$$N = l_c b \cdot \frac{R_{ps}}{2},$$

kus

$l_c$  on kiilu pikkus,  
 $R_{ps}$  — lubatav pindsurve ja  
 $b$  — kiilu laius.

Asetades saadud tingimused  $N$  kohta eelmisesse valemisse, saame:

$$M_v = 2,274 f \cdot \frac{d}{2} l_c b \cdot \frac{R_{ps}}{2} = 0,57 f l_c b d R_{ps}. \quad (17)$$

Näide. Olgu antud: kiilu pikkus  $l_c = 1,5 d$ , hõõrdetegur  $f = 0,3$ , lubatav pindsurve kiilu ja võlli vahel  $R_{ps} = 1000 \text{ kg/cm}^2$  ja lubatav nihkepinge võllis  $R_n = 400 \text{ kg/cm}^2$ . Väändemoment

$$M_v = 0,57 f l_c b d R_{ps} = 0,2 d^3 R_n,$$

kust

$$b = \frac{0,2 d^3 R_n}{0,57 f l_c d R_{ps}} = \frac{0,2 d^3 400}{0,57 \cdot 0,3 \cdot 1,5 d \cdot d \cdot 1000} \approx \frac{d}{3}.$$

Kui  $f = 0,4$ , siis  $b = \frac{d}{4}$ , milline tulemus vastab OCT-normides antud kiilude mõõdetele.

## 5. Pikikiilude ja liistude töösuutlikkus.

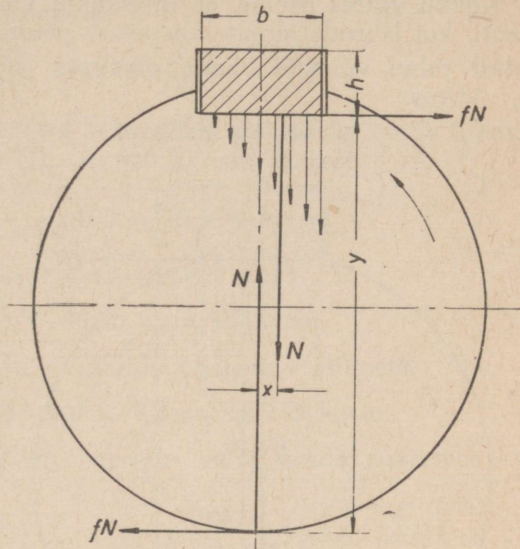
Normitud pikikiilude töösuutlikkuse selgitamiseks vaatleme ja võrdleme iseloomulikumaid pikikiilude tüüpe paigutatuna võllile üksikult ja paarikaupa nurga  $\alpha$  all.

### a. Süviskiilude töösuutlikkus.

Kuna kiilu küljed ei ole sobitatud ei võlli ega detailiga, siis momendi ülekandmine toimub ainult survejõu  $N$  mõjul, millest tingitud momendid vastavalt joonisele 48 on järgmised:

$$\begin{aligned} M &= xN + fNy = \\ &= N(x + fy). \end{aligned} \quad (18)$$

Konkreetseks olukorra kujutamiseks valime kiilu võllile läbimõõduga  $d = 100$  mm. Olgu võlli lubatav nihkepinge  $R_n = 300$  kg/cm<sup>2</sup>, kiilu lubatav survepinge sisselöögil  $R_s = 1500$  kg/cm<sup>2</sup> ja  $R_{ps} = 1000$  kg/cm<sup>2</sup>. Kiilu pikkuse valime  $1,5d = 150$  mm,  $\operatorname{tg} \varphi = 0,01$  ja  $f = \operatorname{tg} \varphi = 0,15$ . Võlli poolt ülekantav moment



Joon. 48.

$$M_v = 0,2 d^3 R_n = 0,2 \cdot 10^3 \cdot 300 = 60\,000 \text{ kgcm.}$$

Valitud võlli läbimõõdule vastab OCT-i järgi kiil mõõdetega  $b \times h = 28 \times 16$  mm.

Kiilu sisselöömisel võib rakendada jõu

$$P = bhR_s = 2,8 \cdot 1,6 \cdot 1500 = 6720 \text{ kg,}$$

sellest tekitatud normaaljõud

$$N = \frac{P}{\operatorname{tg}(\varphi + \varrho) + \operatorname{tg} \varrho} = \frac{6720}{0,31} = 21\,700 \text{ kg.}$$

Vajalik normaaljõud  $M_v$  ülekandmiseks oleks

$$N' = \frac{M_v}{x + fy} = \frac{60\,000}{0,5 + (10 - 0,8) 0,15} = \frac{60\,000}{1,88} \approx 31\,900 \text{ kg,}$$

mis annaks meile pindsurve kiilu tööpindadel

$$\sigma_{ps} = \frac{N}{bl_c} = \frac{31\,900}{2,8 \cdot 15} = 760 \text{ kg/cm}^2$$

ja nõuaks sisselöömisel jõudu

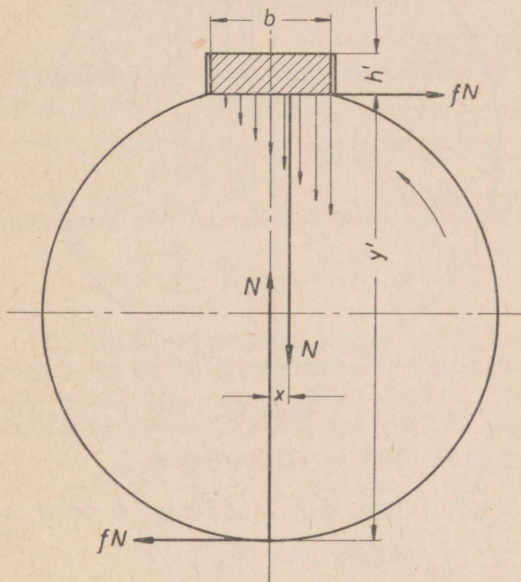
$$P' = N' [\operatorname{tg}(\varphi + \varrho) + \operatorname{tg} \varrho] = 31\,900 \cdot 0,31 = 9900 \text{ kg.}$$

See aga tekitab kiilus survepinge

$$\sigma_s = \frac{P'}{bh} = \frac{9900}{2,8 \cdot 1,6} = 2200 \text{ kg/cm}^2 > R_s.$$

Kokku võttes näeme, et süviskiilud võimaldaksid üle kanda kogu momenti, kui lähtuda ainult lubatavast pindsurvest  $R_{ps}$ . Tegelikult ei ole see antud juhul võimalik, kuna piiravaks suuruseks on lubatava survepinge  $R_s$  väärtus.

### b. Lamekiilu töösuutlikkus.



Joon. 49.

Siin (joon. 49) normaaljõust  $N$  tingitud momendid on analoogilised eelmise juhuga, s. t.

$$\begin{aligned} M'_v &= xN + fNy' = \\ &= N(x + fy'), \end{aligned} \quad (19)$$

kusjuures  $M'_v$  omab antud juhul suuremat väärtust, kuna öla  $y$  suurenemisega suuruseni  $y'$  on suurenenud ka hõõrdejõust  $N$  tingitud moment.

Eelnenuga analoogilisil tingimusil arvutust korraldades jõuame järgmistele tulemustele.

Võlliga ülekantav moment

$$M_v = 0,2 d^3 R_n = 60\,000 \text{ kgcm.}$$

Võllile  $d = 100$  mm sobiva lamekiilu mõõted  $b \times h$  on OCT-i järgi  $28 \times 10$  mm. Arvestades, et kiilu lameda profiili tõttu ei

tohi sisselöömisel kasutada suurt löögijõudu, valime lubatavaks survepingeks  $R_s = 1000$  kg/cm<sup>2</sup>. Siis oleks lubatav jõud kiilu sisselöömisel

$$P = bhR_s = 2,8 \cdot 1,0 \cdot 1000 = 2800 \text{ kg.}$$

Sisselöömisel tekib siis normaaljõud

$$N = \frac{P}{\operatorname{tg} \varrho + \operatorname{tg}(\varphi + \varrho)} = \frac{2800}{0,31} = 9030 \text{ kg.}$$

Vajalik normaaljõud võllile lubatava maksimaalse momendi ülekandmiseks

$$N' = \frac{M_v}{x + fy'} = \frac{60\,000}{0,5 + (10 - 0,2) \cdot 0,15} = \frac{60\,000}{1,97} = 30\,500 \text{ kg,}$$

sellest tekivad pindsurve kiilu tööpindadel

$$\sigma_{ps} = \frac{N'}{bl_c} = \frac{30\,500}{2,8 \cdot 15} = 725 \text{ kg/cm}^2.$$

See normaaljõud  $N'$  nõuaks aga sisselõgijõudu

$$P' = N' [\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg}(\varphi + \rho)] = 30\,500 \cdot 0,31 = 9450 \text{ kg},$$

mis tekitab kiilu sisselõõmises survepinge

$$\sigma_s = \frac{P'}{bh} = \frac{9450}{2,8 \cdot 1,0} = 3480 \text{ kg/cm}^2 > R_s.$$

Neist andmeist nähtub, et lamekiil võimaldab võllile üle kanda lubatud maksimaalse momendi väärtusest ( $R_n = 300 \text{ kg/cm}^2$  juures)

$$\frac{N}{N'} \cdot 100 = \frac{9030}{30\,500} \cdot 100 = 29,5\% \approx 30\%.$$

Seejuures normaaljõu  $N$  abil ülekantav moment

$$M' = xN = 0,5 \cdot 9030 = 4515 \text{ kgcm}$$

ja normaaljõust tingitud hõõrdejõu  $fN$  kaudu ülekantav moment

$$M'' = fNy' = 0,15 \cdot 9030 \cdot 9,8 = 13\,275 \text{ kgcm},$$

mis näitab, et hõõrdejõud võimaldab ligemale kolm korda suuremat momenti üle kanda kui survejõud.

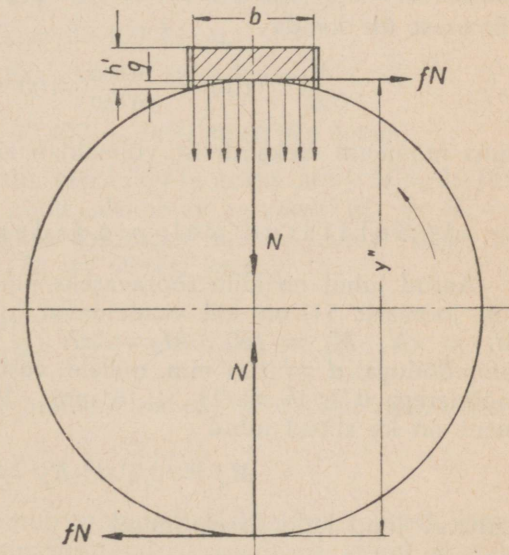
### c. Hõõrdkiilu töösuutlikkus.

Toodud juhul (joon. 50) hõõrdejõust  $fN$  tingitud moment omab maksimaalset väärtust, kuna  $y' = d$ . Normaaljõust tingitud moment kaob, sest kiil kannab antud tööolukorras võlli pinnal ühtlaselt. Seega kiiluga ülekantav moment

$$M'_v = fNd. \quad (20)$$

Valime võllile läbimõõduga  $d = 100 \text{ mm}$  OCT-i järgi normitud hõõrdkiilu mõõdetega  $b \times h' = 28 \times 10 \text{ mm}$ , kumeruse sügavusega  $q \approx 2 \text{ mm}$ . Eespooltähendatud tingimuste kohaselt võlliga ülekantav moment

$$M'_v = 0,2 d^3 R_n = 60\,000 \text{ kgcm}.$$



Joon. 50.

Vajalik normaaljõud momendi  $M_v$  ülekandmiseks

$$N' = \frac{M_v}{fy} = \frac{60\,000}{0,15 \cdot 10} = 40\,000 \text{ kg,}$$

mis nõuaks sisselöömiseks jõudu

$$P' = N' [\operatorname{tg} \varrho + \operatorname{tg} (\varphi + \varrho)] = 40\,000 \cdot 0,31 = 12\,400 \text{ kg.}$$

Kiilu sisselöömisel tekkiv survepinge

$$\sigma_s = \frac{P'}{bh} = \frac{12\,400}{2,8 \cdot 0,8} = 5540 \text{ kg/cm}^2 > R_s.$$

Tulemusest nähtub, et ka siin ei ole lubatava survepinge ületamise tõttu võimalik üle kanda võllile rakendatavat maksimaalset momenti kogu suuruses.

Lubatav kiilu sisselöömise jõud

$$P = b h R_s = 2,8 \cdot 0,8 \cdot 1000 = 2240 \text{ kg.}$$

Sisselöömisel tekib normaaljõud

$$N = \frac{P}{\operatorname{tg} \varrho + \operatorname{tg} (\varphi + \varrho)} = \frac{2240}{0,31} = 7230 \text{ kg}$$

ja hõõrdejõu kaudu ülekantav moment

$$M'_v = fNd = 0,15 \cdot 7230 \cdot 10 = 10\,900 \text{ kgcm.}$$

Võrreldes kiilu poolt ülekantavat maksimaalset momenti  $M'_v$  võlliga üle kanda lubatava maksimaalse momendiga  $M_v$ , näeme, et hõõrdkiil suudab viimasest üle kanda

$$\frac{M'_v}{M_v} \cdot 100 = \frac{10\,900}{60\,000} \cdot 100 = 18,2\% \approx 20\%,$$

kuna momendi ülekandmist võimaldab ainult hõõrdejõud.

d. Sobitatud külgpindadega kiilu töösuutlikkus.

Antud juhul on kiilu töötavateks pindadeks ka külgpinnad. Nagu nähtub jooniselt 51, on kiil vaadeldaval juhul koormatud nelja momendiga:  $M_1 = xN$ ,  $M_2 = fNy$ ,  $M_3 = zN'$  ja  $M_4 = fN'x'$ . Valime jällegi võlli läbimõõduga  $d = 100$  mm, millele vastav normitud kiil on OCT-i järgi mõõdetega  $b \times h = 28 \times 16$  mm. Võlliga ülekantav maksimaalne moment on ka antud juhul

$$M_v = 0,2 d^3 R_n = 60\,000 \text{ kgcm.}$$

Lubatav jõud kiilu sisselöömisel

$$P = b h R_s = 2,8 \cdot 1,6 \cdot 1000 = 4480 \text{ kg,}$$

mis tekitab normaaljõu

$$N = \frac{P}{\operatorname{tg} \varrho + \operatorname{tg}(\varphi + \varrho)} = \frac{4480}{0,31} = 14\,450 \text{ kg,}$$

viimane määrab tekkiva pindsurve

$$\sigma_{ps} = \frac{2N}{bl_c} = \frac{2 \cdot 14\,450}{2,8 \cdot 15} = 690 \text{ kg/cm}^2.$$

Normaaljõud kiilu külgpinnal oleks

$$N' = R_{ps} t l_c = 800 \cdot 0,6 \cdot 15 = 7200 \text{ kg,}$$

kus  $R_{ps}$  on lubatav pindsurve kiilu ja võlli vahel.

Leitud suuruste juures kiil kannab üle momendi:

$$M'_v = M_1 + M_2 + M_3 + M_4,$$

kus

$$M_1 = xN = \frac{2,8}{6} \cdot 14\,450 = 6745 \text{ kgcm,}$$

$$M_2 = fNy = 0,15 \cdot 14\,450 \cdot 9,2 = 19\,940 \text{ kgcm,}$$

$$M_3 = zN' = 4,5 \cdot 7200 = 32\,400 \text{ kgcm,}$$

$$M_4 = fN'x' = 0,15 \cdot 7200 \cdot 3,6 = 3890 \text{ kgcm.}$$

Seega

$$M'_v = 6745 + 19\,940 + 32\,400 + 3890 = 62\,975 \text{ kgcm,}$$

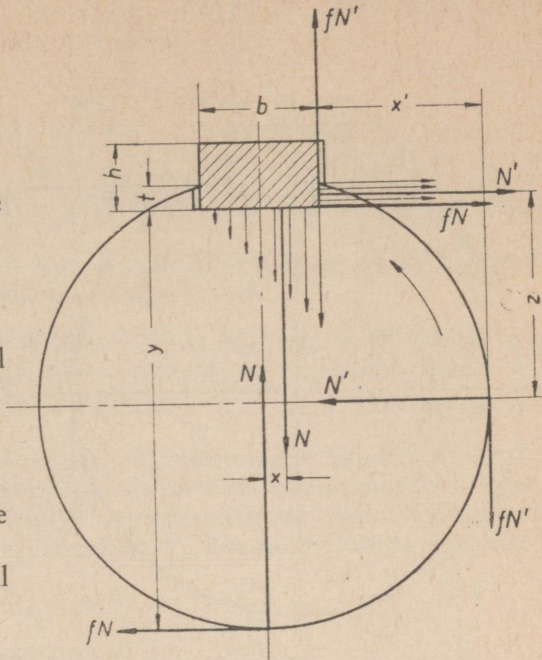
millest normaaljõudude  $N$  ja  $N'$  poolt ülekantav moment  $M_1 + M_3 = 39\,145$  kgcm ja hõõrdejõudude  $fN$  ja  $fN'$  poolt ülekantav moment  $M_2 + M_4 = 23\,830$  kgcm. Seega võib niisugune sobitatud kiil üle kanda võllile lubatavast maksimaalsest momendist ( $M_v = 60\,000$  kgcm)

$$\frac{M'_v}{M_v} \cdot 100 = \frac{62\,975}{60\,000} \cdot 100 = 105\%,$$

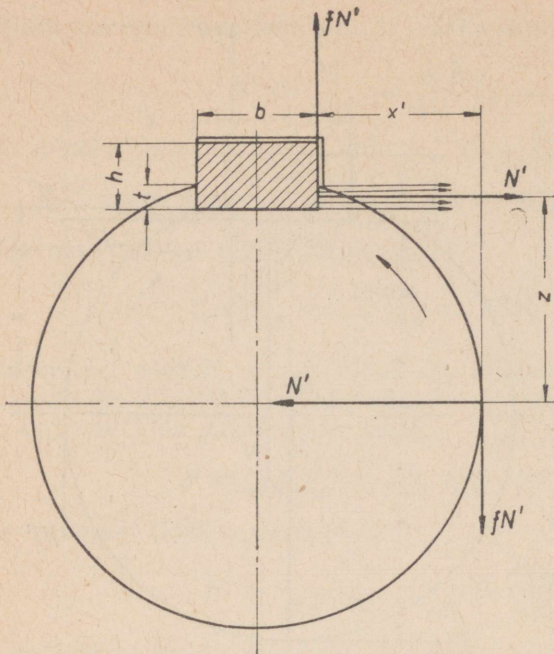
kusjuures kiilu külgedega ülekantav moment on ca 58% kogu momendist.

#### e. Liistu töösuutlikkus.

Liistu kasutamisel (joon. 52) toimub momendi ülekandmine ainult liistu külgede kaudu. Võttes aluseks eespooltoodud näiteandmed, saame järgmised tulemused:



Joon. 51.



Joon. 52.

võlliga ülekantav maksimaalne moment

$$M_v = 0,2 d^3 R_n = 60\,000 \text{ kgcm};$$

suurim lubatav normaaljõud kiilu külgedel

$$N' = R_{ps} t l_c = 800 \cdot 0,6 \cdot 15 = 7200 \text{ kg.}$$

Viimane tekitab järgmised momendid:

$$M_1 = z N' = 7200 \cdot 4,5 = 32\,400 \text{ kgcm}$$

ja

$$M_2 = f N' y' = 0,15 \cdot 7200 \cdot 3,6 = 3890 \text{ kgcm.}$$

Normaaljõust  $N$  tekitatud kogu moment

$$M'_v = M_1 + M_2 = 36\,290 \text{ kgcm,}$$

mis on võimalikust võlli poolt ülekantavast momendist

$$\frac{M'_v}{M_v} \cdot 100 = \frac{36\,290}{60\,000} \cdot 100 = 60,5\%.$$

Esitatud viimastes arvulistes näidetes on lubatava pindsurve väärtuseks kiilu (liistu) ja võlli vahel valitud  $R_{ps} = 800 \text{ kg/cm}^2$  ja hõõrdeteguri väärtuseks  $f = 0,15$ . Sageli kasutatakse aga lubatava pindsurve väärtusi tabeli 5 järgi.

Tabel 5.

| Materjal                   | Lubatav keskmine pindsurvepinge $R_{ps}$<br>kg/cm <sup>2</sup> |           |         |
|----------------------------|--|-----------|---------|
|                            | koormus  |           |         |
|                            | ühtlane  | pulseeriv | löök-   |
| Sepistatud teras . . . . . | 1000—1500  | 700—1000  | 350—500 |
| Nikkelteras . . . . .      | 1000—1500  | 700—1000  | 350—500 |
| Malm . . . . .             | 700—800  | 470—530   | 230—270 |

Konstruksioonides esinevad sageli aga veelgi suuremad pindsurve väärtused.

V. Krasnikov uuris seda küsimust katseliselt, lubades katsetatavas kiil-liites  $R_{ps} = 2000 \text{ kg/cm}^2$ , ilma et oleks esinenud mingeid defekte või häireid.

Seejuures ilmnes, et liite puhul, kus  $R_n = 300 \text{ kg/cm}^2$ , võis tagada kiilu kaudu ülekantava momendi suuruse järgnevalt:

$$\begin{aligned} \text{hõõrdkiilu puhul } M'_v &\approx 0,40M_v, \\ \text{lamekiilu puhul } M'_v &\approx 0,50M_v, \\ \text{kus } M_v &= 0,2 d^3 R_n. \end{aligned}$$

Arvestades ebaühtlast survejaotust piki kiilu, viiakse sisse parandustegur  $m = 0,6 - 0,8$ .

V. Krasnikovi uurimuste alusel võib normitud kiilude poolt ülekantavate momentide väärtused valida orienteeruvalt järgmiselt:

$$\begin{aligned} \text{hõõrdkiilul } M'_v &= m \cdot 0,4 M_v = (0,24 - 0,32) M_v; & R_n &= 300 \text{ kg/cm}^2; \\ \text{lamekiilul } M'_v &= m \cdot 0,5 M_v = (0,3 - 0,4) M_v; & R_n &= 300 \text{ kg/cm}^2; \\ \text{nihkkiilul } M'_v &= m \cdot M_v = (0,6 - 0,7) M_v; & R_n &= 600 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Samade katsetulemuste alusel selgus, et hõõrdetegur kiilusõlmes kõigub piirides  $f = 0,115 - 0,180$ . Kiilusõlme arvutamisel dünaamilisele koormusele tuleb tingimata arvestada pingete kontsentratsiooni kiilu tööpindadel. Pingete kontsentratsiooni tegurid soovitab V. Krasnikov valida järgmiselt:

$$\begin{aligned} \text{kiilu laiusel } \alpha_{k_1} &= \left(1 + 3 \cdot \frac{fh}{b}\right), \\ \text{kiilu pikkusel } \alpha_{k_2} &\approx 1,5 - 2,0. \end{aligned}$$

#### f. Kahe hõõrdkiilu töösuutlikkus.

Ühendades detaili võllile hõõrdkiilude 1 ja 2 abil (joon. 53), tekitame tegelikult kiilude 1 ja 2 all hõõrdejõud  $fN$ , mis on joonisel liidetud punktis A resulteeruvaks hõõrdejõuks  $fR$ .

Seega ei ole kahe hõõrdkiilu poolt ülekantav moment mitte  $2fN$ , vaid omab suurust

$$M'_v = fRy'. \quad (21)$$

Määrame momendi suuruse analoogiliselt varemtoodud kaalutlustel:

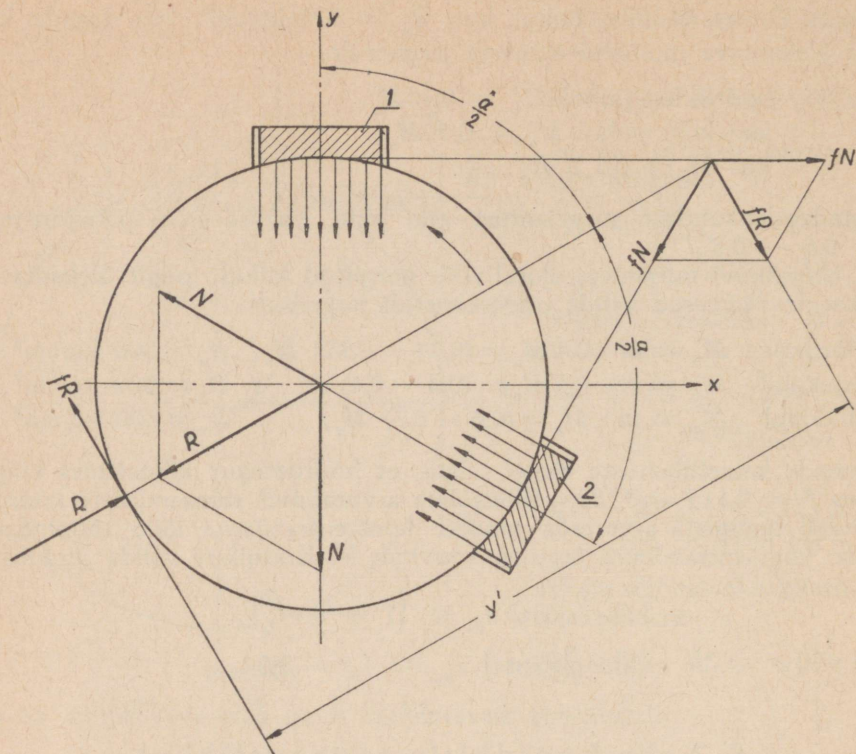
$$M'_v = 2fN \cos \frac{\alpha}{2} y' = 2fN \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{d \left( \cos \frac{\alpha}{2} + 1 \right)}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

kuna

$$R = 2N \cos \frac{\alpha}{2}$$

ja

$$y' = \frac{d}{2} + \frac{\frac{d}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{d \left( \cos \frac{\alpha}{2} + 1 \right)}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$



Joon. 53.

Lõplikult võime kogu ülekantava momendi suuruse avaldada seega järgmiselt:

$$M'_v = fNd \left( \cos \frac{\alpha}{2} + 1 \right). \quad (22)$$

Toodud valemist selgub, et kahe hõõrdkiilu abil ülekantava momendi suurus on seda suurem, mida väiksem on kiiludevaheline nurk  $\alpha$ .

#### g. Kahe süviskiilu töösuutlikkus.

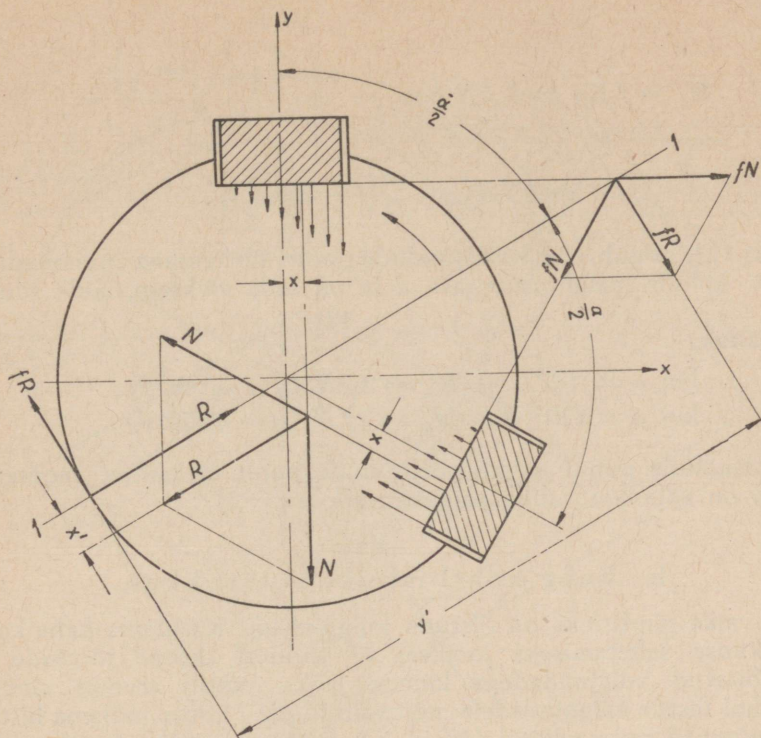
Vaadeldes analoogiliselt eelmise punktiga võllile asetatud kahte nuutvõi ka pesakiilu (joon. 54), saame järgmised tulemused.

Resulteeruv jõud normaaljõududest  $N$

$$R = 2 N \cos \frac{\alpha}{2},$$

mis on rakendatud teljest  $l-l$  kaugusel

$$x' = \frac{x}{\cos \frac{\alpha}{2}};$$



Joon. 54.

seega moment resulteeruvast jõust  $R$ :

$$M'_v = x' R = \frac{x}{\cos \frac{\alpha}{2}} 2 N \cos \frac{\alpha}{2} = 2 x N,$$

millest selgub, et survejõu  $N$  kaudu ülekantav moment on vastavalt kiilude arvule ka suuruselt kahekordne ja ei olene kiilude paigutusnurgast  $\alpha$ .

Teisiti on olukord hõõrdejõudude kaudu ülekantava momendiga. Resulteeruva hõõrdejõu moment

$$M''_v = f R y'.$$

kus

$$y' = \frac{d}{2} + \frac{y - \frac{d}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{y - \frac{d}{2} (1 - \cos \frac{\alpha}{2})}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

ja

$$f R = 2 f N \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Seega

$$M_v'' = f R y' = 2 f N \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{y - \frac{d}{2} \left( 1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right)}{\cos \frac{\alpha}{2}} =$$

$$= 2 f N \left[ y - \frac{d}{2} \left( 1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \right]. \quad (23)$$

Avaldisest (23) selgub, et hõrdejõudude poolt ülekantava momendi suurus on sõltuv kiilude paigutusnurgast  $\alpha$  ja on seda väiksem, mida suurem on viimane.

Nii näiteks:

$$\text{kui } \alpha = 90^\circ, \text{ siis } M_v'' = 2 f N (y - 0,146 d),$$

$$\text{kui } \alpha = 120^\circ, \text{ siis } M_v'' = 2 f N (y - 0,250 d).$$

Kuna süviskiilude puhul on hõrdejõudude poolt ülekantav moment olulisem, siis on sobivam valida paigutusnurk  $\alpha = 90^\circ$ .

#### h. Kahe kohtliistu töösuutlikkus.

Töötavaiks pindadeks on liistude külgpinnad. Kasutame kahe kohtliistu töösuutlikkuse selgitamiseks joonisel 55 toodud skeemi jõudude jaotuse kohta sobitatud külgpindadega kiilude jaoks, võttes arvesse ainult kiilu (antud juhul liistu) külgpindadele mõjuvaid jõude. Liites mõlema liistu külgpinnale mõjuvad normaaljõud ( $N$  ja  $N'$ ), saame resulteeruva jõu  $R'$ . Selle resulteeruva jõu poolt ülekantava momendi suurus on

$$M_v' = z' R' = \frac{z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot 2 N' \cos \frac{\alpha}{2} = 2 z N'.$$

Seega  $M_v'$  suurus ei olene nurgast  $\alpha$  ja omab kahekordset väärtust, võrreldes ühe liistuga.

Ülekantav moment resulteeruvast hõrdejõust

$$M_v'' = R' x'' = 2 f N' \cos \frac{\alpha}{2} \left( \frac{d}{2} - \frac{b}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \right) = f N' \left( d \cos \frac{\alpha}{2} - b \right) \quad (24)$$

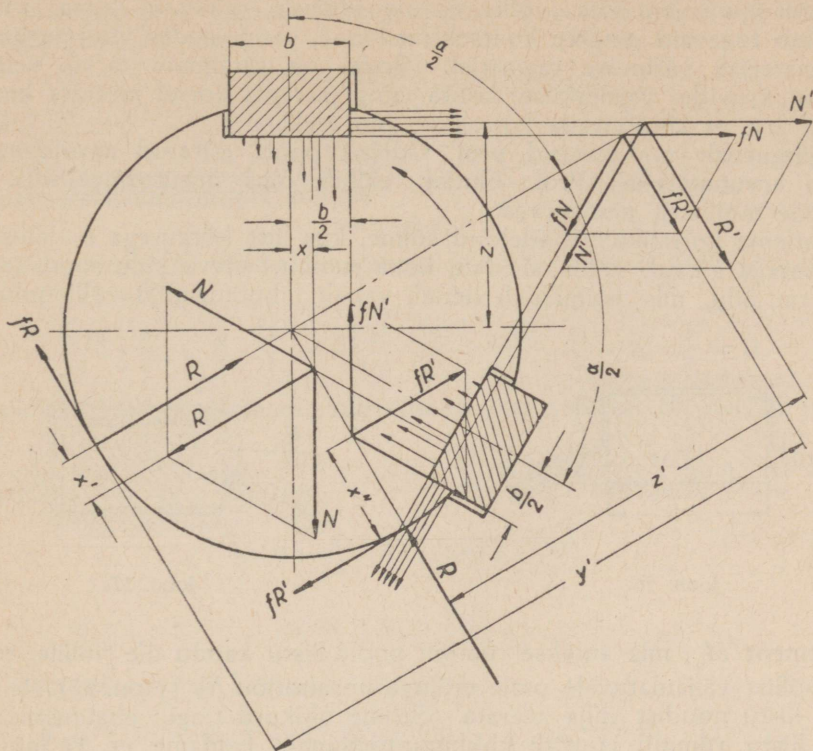
on seda suurem, mida väiksem on nurk  $\alpha$ .

Nii näiteks:

$$\text{kui } \alpha = 90^\circ, \text{ siis } M_v'' = f N' (0,707 d - b),$$

$$\text{kui } \alpha = 120^\circ, \text{ siis } M_v'' = f N' (0,50 d - b).$$

Et kahe kohtliistu külgpindadele mõjuvate survejõududega ülekantava momendi ( $2 z N'$ ) osatähtsus on suurem kui hõrdejõududega ülekantaval momendil, siis vaadeldaval juhul võiks liistude paigutusnurgaks valida ka 120 või 135°. Praktikaks kasutatakse sageli ka vahenurka 180°, mis annab mõningail juhtudel teatavaid konstruktiivseid paremusi.



Joon. 55.

### i. Kahe sobitatud külgpindadega kiilu töösuutlikkus.

Vaatleme lõpuks üldjuhtu, kus võllile on asetatud kaks sobitatud külgpindadega süviskiilu. Siin on oletatud, et momendi ülekandmisest võtavad osa nii kiilude põhi- kui ka külgpinnad (joon. 41). Kahe kiilu poolt ülekantav üldmoment  $M_v$  koosneb siis üldkujul neljast järgmisest osamomendist:

$$\begin{aligned}
 M_v' &= x'R = 2xN, \\
 M_v'' &= z'R' = 2zN', \\
 M_v''' &= fRy' = 2fN \left[ y - \frac{d}{2} \left( 1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \right], \\
 M_v'''' &= fR'x'' = fN' \left( d \cos \frac{\alpha}{2} - b \right).
 \end{aligned}$$

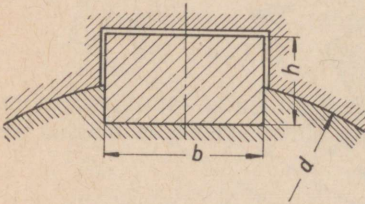
### 6. Liistude kinnitus.

Eespooltoodud teoreetiliste arvutuste juures on eeldatud liistude paikkindlust, mis võimaldas meil näidata survejõudude ühtlast jaotust liistu külgedel. Et sellist olukorda saavutada, peame võlli liistu kindlalt liitma võlliga. See toimub tavaliselt kruvide abil.

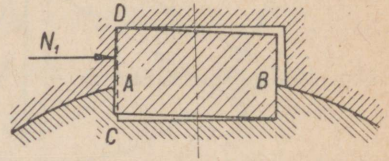
Kruviaugu olemasolu võllis ei ole üldiselt soovitatav, kuna viimane põhjustab tugevaid pingete kontsentratsioone, soodustades võlli purunemist võlli materjali väsimuse tagajärjel. Seega on tingimata tarvis selgitada küsimus kruvide vajalikkuse kohta ning jaataval korral määrata kindlaks kruvide arv, et kindlustada korralikku jõu ülekannet.

Alljärgnevalt on toodud prof. Gutjari poolt esitatud arvutusmeetod liistude arvutamiseks. Prof. Gutjar väljub oma arvutusmeetodis liistu külgedele mõjuvast pindsurvest.

Vaatleme korralikult töödeldud sõlme, kus liist kõrgusega  $h$ , laiusega  $b$  ja pikkusega  $l$  istub võllis tihedalt, kuna rummus oleva kiilu soone ja liistu vahel on pilu, mis võimaldab detaili vabalt nihutada piki võlli (joon. 56).

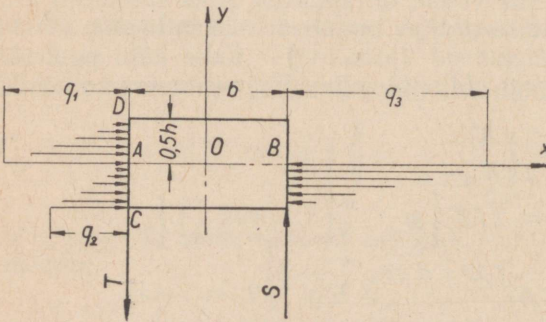


Joon. 56.



Joon. 57.

Moment  $M_o$ , mis antakse rummu poolt liistu kaudu üle võllile, tekitab liistu võllist väljaulatuva osale mõjuva normaaljõu  $N_1$  (joon. 57). Viimane püüab liistu nuudist välja keerata. Selline olukord tingib ebaühtlase pindsurve liistu, rummu ja võlli kokkupuutepinnal. Eeldame, et  $N_1$  mõjumise tagajärjel on vaadeldavad liistu kokkupuutepinnad koormatud kolmnurksete koormussüsteemidega, millede ordinaadid punktides  $A$ ,  $C$  ja  $B$  on vastavalt  $q_1$ ,  $q_2$  ja  $q_3$  (joon. 58).



Joon. 58.

$q_1$  määramiseks oletame, et rummu ja võlli kokkupuutepinnad liistuga on võrdsed, s. t.

$$AC = AD = \frac{h}{2}.$$

Seega

$$\frac{q_1 hl}{4} = N_1,$$

kust

$$q_1 = \frac{4 N_1}{h}. \quad (25)$$

Liistu nihkumine pinnas  $AC$  tingib hõõrdejõu:

$$T = f N_2 = f \cdot \frac{q_2 hl}{4}. \quad (26)$$

$q_2$  määramiseks vaatleme liistu tasakaalutingimusi. Liistule mõjuvate horisontaaljõudude summa

$$\frac{q_1 hl}{4} + \frac{q_2 hl}{4} - \frac{q_3 hl}{4} = 0,$$

millest

$$q_1 + q_2 = q_3. \quad (27)$$

Mõjuvate vertikaaljõudude summa

$$T - S = 0. \quad (28)$$

Liistule mõjuvate jõudude momentide summa liistu ristlõikepinna raskuskeskme  $O$  suhtes:

$$\frac{q_1 hl}{4} \cdot \frac{h}{6} - T \cdot \frac{b}{2} - \frac{q_2 hl}{4} \cdot \frac{h}{3} + \frac{q_3 hl}{4} \cdot \frac{h}{6} - S \cdot \frac{b}{2} = 0.$$

Lihtsustades saadud võrrandit tulemustega võrranditest (26), (27) ja (28), saame:

$$q_1 \cdot \frac{h^2 l}{24} - q_2 \cdot \frac{h l b}{4} f - q_2 \cdot \frac{h^2 l}{12} + (q_1 + q_2) \frac{h^2 l}{24} = 0$$

ehk

$$q_1 h - \frac{q_2}{2} (h + 6 b f) = 0,$$

millest

$$q_2 = 2 q_1 \cdot \frac{h}{h + 6 b f}. \quad (29)$$

Maksimaalne surve kiilupesa serval

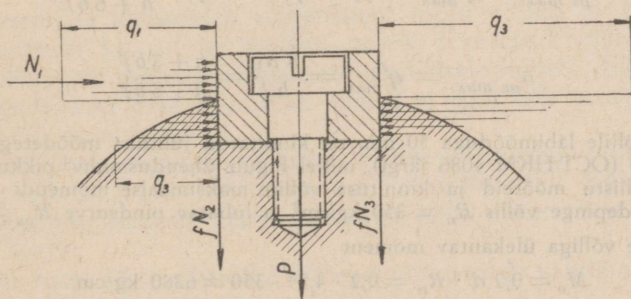
$$q_{max} = q_3 = q_1 + q_2 = q_1 + 2 q_1 \cdot \frac{h}{h + 6 b f} = 3 q_1 \cdot \frac{h + 2 b f}{h + 6 b f}$$

ehk kooskõlas võrrandiga (25)

$$q_{max} = \frac{12 N_1}{h l} \cdot \frac{h + 2 b f}{h + 6 b f}. \quad (30)$$

Seega saime piirtingimuse: kui  $q_{max}$  ületab lubatava pindsurvepinge, siis tuleb liist tingimata kinnitada võllile kruvidega, vastasel korral pole aga kinnitus vajalik.

Kinnituskruvide kontrollarvutus prof. Gutjari järgi toimub ligikaudselt joonisel 59 toodud koormusskeemi kohaselt.



Joon. 59.

Vaadeldes liistu tasakaalutingimusi antud juhul, saame:

$$q_1 \cdot \frac{h^2 l}{24} - q_2 \cdot \frac{h l b}{4} f - q_2 \frac{h^2 l}{12} + (q_1 + q_2) \frac{h^2 l}{24} - \frac{P b}{2} = 0,$$

millest

$$P = \left[ q_1 h - \frac{q_2}{2} (h + 6 b f) \right] \frac{h l}{6 b}. \quad (31)$$

Juhul, kui liist istub völlis vabalt, omab  $q_2$  väärtust  $q'_2 = 0$ , mis tingib kruvidele jõu  $P$  maksimaalse väärtuse

$$P_{max} = q_1 \cdot \frac{h^2 l}{6 b},$$

ja vastupidi, kui  $q_2$  omab maksimaalset väärtust [v. (29)]

$$q''_2 = 2 q_1 \cdot \frac{h}{h + 6 b f},$$

siis saame kruvidele minimaalse jõu  $P_{min} = 0$ .

Arvestame kruvide dimensioneerimisel  $q_2$  keskmist väärtust:

$$q'''_2 = \frac{q'_2 + q''_2}{2} = q_1 \cdot \frac{h}{h + 6 b f},$$

mis määrab ka  $P$  keskmise väärtuse

$$P_k = q_1 \cdot \frac{h^2 l}{12 b}. \quad (32)$$

Siinjuures  $q_1$  määratakse eespooltoodud võrrandist (25).

Võttes kruvide arvuks  $z$ , saame ühele kinnituskruvile mõjuva jõu:

$$P_z = \frac{N_1 h}{3 z b}. \quad (33)$$

Maksimaalne pindsurve kiilupesa küljel

$$\sigma_{ps max} = q'_{max} = q_1 + q'''_2 = 2 q_1 \cdot \frac{h + 3 b f}{h + 6 b f},$$

ehk

$$\sigma_{ps max} = q'_{max} = \frac{8 N_1}{h l} = \frac{h + 3 b f}{h + 6 b f}. \quad (34)$$

Näide: Völli läbimõõduga 50 mm on kinnitatud juhtliist mõõdetega  $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 150$  (OCT/HKM 4086 järgi), mille liigub ühendusmuhv pikkusega 100 mm. Kontrollida juhtliistu mõõdeid ja kinnitust völli maksimaalse momendi ülekandmiseks, kui lubatav väändepinge völlis  $R_n = 350 \text{ kg/cm}^2$  ja lubatav pindsurve  $R_{ps} = 1500 \text{ kg/cm}^2$ .

Maksimaalne völliga ülekantav moment

$$M_v = 0,2 d'^3 R_n = 0,2 \cdot 4,5^3 \cdot 350 = 6380 \text{ kg/cm},$$

kus  $d'$  on soone nõrgestavat mõju arvestades valitud väiksem kui  $d$ .

Liistule mõjuv normaaljõud  $N_1$

$$N_1 = \frac{2M_v}{d} = \frac{2 \cdot 6380}{5} \approx 2550 \text{ kg.}$$

Maksimaalne pindsurve kinnitamata liistu puhul võrrandi (30) järgi on, kui  $f = 0,2$ .

$$q_{max} = \frac{12 N_1}{hl} \cdot \frac{h + 2bf}{h + 6bf} = \frac{12 \cdot 2550}{1 \cdot 10} \cdot \frac{1 + 2 \cdot 1,6 \cdot 0,2}{1 + 6 \cdot 1,6 \cdot 0,2} \approx 1720 \text{ kg/cm}^2 > 1500 \text{ kg/cm}^2.$$

Kuna pindsurve väärtus liistu küljel ületab lubatava, siis on tingimata vajalik liist kinnitada kruvidega.

Maksimaalne pindsurvepinge kinnitatud liistul

$$q_{max} = \frac{8 N_1}{hl} \cdot \frac{h + 3bf}{h + 6bf} = \frac{8 \cdot 2550}{1 \cdot 10} \cdot \frac{1 + 3 \cdot 1,6 \cdot 0,2}{1 + 6 \cdot 1,6 \cdot 0,2} \approx 1370 \text{ kg/cm}^2.$$

Kinnituskruvi antud liistule oleks  $M 6$ , mille siseläbimõõdule vastav ristlõikepindala  $F = 0,167 \text{ cm}^2$ . Eeldades kruvi materjali Cr. 5 ( $R_t = 1100 \text{ kg/cm}^2$ ), võimaldab iga kruvi võtta vastu jõudu

$$P_z = F R_t = 0,167 \cdot 1100 = 184 \text{ kg.}$$

Vajaliku kruvide arvu  $z$  saame võrrandist (33):

$$z = \frac{N_1 h}{3 P_z b} = \frac{2550 \cdot 1,0}{3 \cdot 184 \cdot 1,6} = 2,89 \approx 3.$$

Sama sõlme võiksime lahendada ka ilma kinnituskruvisid kasutamata, valides liistu mõõdetega  $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 150$  ja andes rummule suurema pikkuse — 110 mm. Sel juhul saaksime [v. (30)]:

$$q_{max} = \frac{12 \cdot 2550}{1,1 \cdot 11} \cdot \frac{1,1 + 2 \cdot 1,8 \cdot 0,2}{1,1 + 6 \cdot 1,8 \cdot 0,2} = 1420 \text{ kg/cm}^2.$$

On võimalik kasutada ka kahte juhtliistu  $180^\circ$  nurga all. Viimasel juhul arvestades ka liistude ebaühtlast kandmist, väheneks meil  $q_{max}$  endiste dimensioonide juures ca 1,5 kordselt. Viimane moodus aga ei ole soovitatav, eriti dünaamiliste koormuste juures, kuna kahepoolsed kiilupesad tunduvalt tõstavad pingete kontsentratsiooni astet.

Kokku võttes kõike eespooltoodud näeme, kui suur tähtsus on kiilusõlme põhjalikult läbimõeldud lahendamisel, et mitte anda võimtalusi avarii tekkimiseks.

Kiilusõlme projekteerimisel tuleks kinni pidada järgmistest nõuetest:

1) Arvestades kiilusüvise nõrgestavat mõju võllile ja tekkivat pingete kontsentratsiooni kiilusüvise põhjas, tuleb arvatud võlli läbimõõtu suurendada, olenevalt mõjuva vändemomendi iseloomust. Süvise põhja üleminek külgedeks ei tohi olla järsk (nurk ei tohi olla terav), vaid toimugu sujuvalt, veidi ümaratult.

2) Süviskiilude kasutamisel tuleb rumm korralikult võlliga sobitada, et mitte võimaldada detaili kaldumist kiilu sisselöömisel. Kiilu pea tuleb katta ohutuse nõuetele vastava kaitseseadmega, mille montaaž ja demontaaž oleks hõlpus ja lihtne.

3) Kiilu resp. liistu ristlõike dimensioonid tuleb valida normide kohaselt, pikkus aga määrata arvutamisega.

4) Kiilu resp. liistu tüübi valikul tuleb lähtuda ülekantavast momendist, et mitte raisata tööjõudu ja aega mittevajalike tööde teostamiseks. Nii ei ole vajalik kiilusüvis valmistamine võllisse, kui mõjuv moment võimaldaks ülekannet teostada juba kas lame- või hõõrdkiiluga.

#### IV. HAMMASVÖLL-LIITED.

##### 1. Hammasvõll-liite iseloom ja kujundamine.

Tavalisel pikikiil-liitel on terve rida tõsiseid puudusi, mis ilmnevad peamiselt suurte pöörlemiskiiruste ja suurte väändemomentide ülekandmisel. Nii ei saa pikikiil-liidet (s. o. eelpingestatud liidet) kasutada suurte pöörlemiskiiruste juures, kuna detail (rumm) võib sisselöömisel kiilu kalde tõttu asetuda võllile ekstsentriliselt; suurte väändemomentide ülekandmiseks kujuneks liide aga liiga pikaks.

Peale nimetatut ei ole süvisega võllides, kus süvis (pesa või nuudi) tõttu esineb suhteliselt suur pingete kontsentratsioon, võimalik kasutada võlli materjali täielikult.

Tingimused, mida esitavad kaasaegsele tehnikale auto- ja lennukitööstus, samuti ka mehaaniliste lõiketöötlemise pinkide tööstus, on kujundanud uue kiilliite konstruktsiooni nn. hammasvõll-liite näol.

Hammasvõll-liide koosneb hammasvõllist ja vastavalt profileeritud avaga hammasrumm. Hammasvõll ja -rumm omavad pikiteljega paralleelseid nuute, kus eendid — väljaulatuvad osad — täidavad liistude ülesannet väändemomentide ülekandmisel.

Hammasvõll-liited esinevad praktikas tavaliselt eelpingestamata liidetenä ja ei ole mõeldud aksiaalsete jõudude vastuvõtmiseks.

Hammasvõll-liitel on tavalise pikikiil-liitega võrreldes mitmeid paremusi:

- 1) hammasvõll-liite elementide täielikult mehhaniseeritud valmistamine kindlustab täpselt istuva liite; selle tõttu saavutatakse detailidevaheline hea tsentreerimine, mis on eriti oluline kiirelt pöörlevates ajamites;
- 2) vastava täpsusega valmistatud hammasvõll-liite elemendid võimaldavad head määrimist ja võllil nihutatava elemendi kerget liikumist ja juhitavust, kuna pindsurvepinged tööpindadel on tunduvalt väiksemad, võrreldes üksikliistuga teostatud liitega;
- 3) hammasvõlli (hammasrummu) eendid, olles kujundatud võlliga (rummuga) ühise tervikuna, garanteerivad monoliitse liite, kuna süviskiilud (liistud) kipuvad tööolukorras oma pesas pöörduma, nõrgestades seega liidet;
- 4) kasutades suurte üleminekuraadiustega kujundatud profiile, saame vähendada pingete kontsentratsiooni võllis, suurendades seega võlli tugevust, ja kujundada kindlama liite dünaamilise ja märkimuutva koormuse ülekandmiseks.

Ülalloetletud paremused ja kaasaegse tehnika edusammud mehaanilise töötlemise ja tööriistade valmistamise alal on eriti tõhustanud hammasvõll-

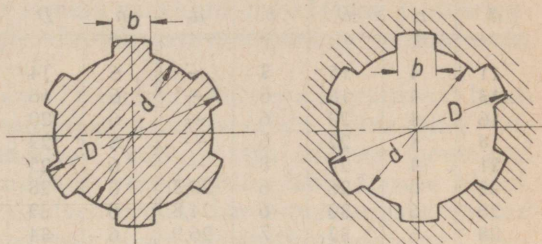
liite laialdast levikut masstoodangus, kuid ka üksikkonstruktsioonides omab hammasvõlli liide tänapäeval tähtsat kohta.

Hammasvõlli liideid jaotatakse eendite (resp. süvendite) profiili järgi. Profiil võib olla kujundatud:

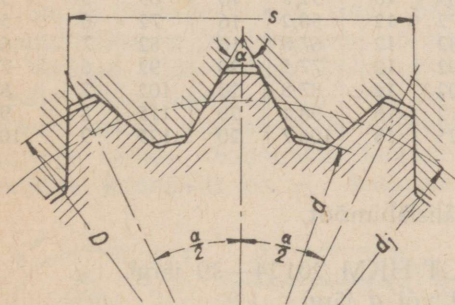
- a) ristkülikuna (joon. 60),
- b) trapetsina (joon. 61),
- c) evolventi järgi (joon. 62),
- d) kolmnurksena (joon. 63).

Rummu ja võlli tsentreerimine toimub kas eendite või süvendite ringjoone või siis profiili külgede järgi. Ühe või teise tsentreerimisviisi valik ei ole seoses liite kui sellise tööga, vaid oleneb otseselt liite konstruktsioonist ja viimase valmistamise tehnoloogiast.

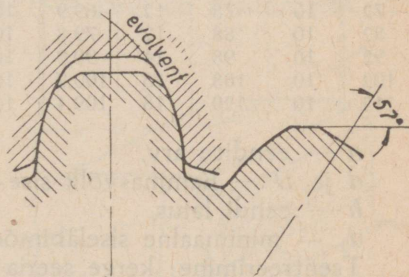
Enamlevinud hammasvõlli liide konstruktsiooniks on olnud esimene tüüp, kuid seoses kaasaege tehnika poolt avaldatud kõrgendatud nõudmistega liite kvaliteedi suhtes ja hammasvõlli liidete valmistamise tehnoloogia arenemisega on pööratud kaasajal enam tähelepanu evolventprofiiliga eenditega hammasvõlli liidetele.



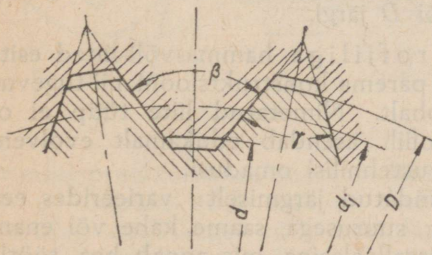
Joon. 60.



Joon. 61.



Joon. 62.



Joon. 63.

Alljärgnevalt tutvume lähemalt üksikute hammasvõlli liidete konstruktsioonidega ja nende arvutusega.

a. Ristkülikukujulise eendi profiiliga hammasvõlli liided kui seni enamlevinud on üldiselt normitud. OCT 1139—41 näeb ette siin kolm liidete seeriat: kerge, keskmine ja raske, mis erinevad üksteisest eendite kõrguse ja arvu poolest. Nii on ker-

ges seerias vastavalt võlli läbimõõdule eendite arv 4, 6, 8 ja 10, keskmises seerias — 6, 8 ja 10 ja raskes seerias — 10, 16 ja 20. Võllide läbimõõdud on vastavad standardile piires 11 kuni 112 mm.

Detailide tsentreerimine võib toimuda kõigil kolmel eespooltähendatud viisil, kusjuures raskel seerial on eelistatav tsentreerimine külgpindade kaudu.

Ristkülikukujulise eendiprofiiliga hammasvõll-liidete mõõdud OCT 1139—41 järgi on esitatud tabelis 6.

Tabel 6.

| <i>d</i> | Kerge seeria |          |          |                       | Keskmine seeria |          |          |                       | Raske seeria |          |          |                       |
|----------|--------------|----------|----------|-----------------------|-----------------|----------|----------|-----------------------|--------------|----------|----------|-----------------------|
|          | <i>n</i>     | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>d</i> <sub>1</sub> | <i>n</i>        | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>d</i> <sub>1</sub> | <i>n</i>     | <i>D</i> | <i>b</i> | <i>d</i> <sub>1</sub> |
| 11       | 4            | 15       | 3        | —                     | 6               | 14       | 3        | 10,1                  | —            | —        | —        | —                     |
| 13       | 4            | 18       | 6        | —                     | 6               | 16       | 3,5      | 12,1                  | —            | —        | —        | —                     |
| 16       | 4            | 20       | 6        | —                     | 6               | 20       | 4        | 14,7                  | 10           | 20       | 2,5      | 14,1                  |
| 18       | 4            | 22       | 6        | —                     | 6               | 22       | 5        | 16,9                  | 10           | 23       | 3        | 15,7                  |
| 21       | 4            | 25       | 8        | —                     | 6               | 25       | 5        | 19,7                  | 10           | 26       | 3        | 18,5                  |
| 23       | 6            | 26       | 6        | 23,3                  | 6               | 28       | 6        | 21,5                  | 10           | 29       | 4        | 20,3                  |
| 26       | 6            | 30       | 6        | 24,8                  | 6               | 32       | 6        | 23,9                  | 10           | 32       | 4        | 23,1                  |
| 28       | 6            | 32       | 7        | 26,9                  | 6               | 34       | 7        | 26,1                  | 10           | 35       | 4        | 24,5                  |
| 32       | 8            | 36       | 6        | 30,6                  | 8               | 38       | 6        | 29,6                  | 10           | 40       | 5        | 28,2                  |
| 36       | 8            | 40       | 7        | 34,7                  | 8               | 42       | 7        | 33,7                  | 10           | 45       | 5        | 31,4                  |
| 42       | 8            | 46       | 8        | 40,8                  | 8               | 48       | 8        | 39,8                  | 10           | 52       | 6        | 37,0                  |
| 46       | 8            | 50       | 9        | 44,9                  | 8               | 54       | 9        | 43,0                  | 10           | 56       | 7        | 41,2                  |
| 52       | 8            | 58       | 10       | 50,0                  | 8               | 60       | 10       | 49,0                  | 16           | 60       | 5        | 47,3                  |
| 56       | 8            | 62       | 10       | 53,9                  | 8               | 65       | 10       | 52,3                  | 16           | 65       | 5        | 50,5                  |
| 62       | 8            | 68       | 12       | 60,2                  | 8               | 72       | 12       | 58,2                  | 16           | 72       | 6        | 56,1                  |
| 72       | 10           | 78       | 12       | 69,9                  | 10              | 82       | 12       | 67,8                  | 16           | 82       | 7        | 66,2                  |
| 82       | 10           | 88       | 12       | 79,8                  | 10              | 92       | 12       | 77,5                  | 20           | 92       | 6        | 75,6                  |
| 92       | 10           | 98       | 14       | 90,0                  | 10              | 102      | 14       | 87,8                  | 20           | 102      | 7        | 85,7                  |
| 102      | 10           | 108      | 16       | 100,2                 | 10              | 112      | 16       | 98,1                  | 20           | 115      | 8        | 93,8                  |
| 112      | 10           | 120      | 18       | 109,4                 | 10              | 125      | 18       | 106,7                 | 20           | 125      | 9        | 104,0                 |

*n* — eendite arv,

*d* ja *D* — hammasvõlli sise- ja välisläbimõõt,

*b* — eendi laius,

*d*<sub>1</sub> — minimaalne siseläbimõõt OCT/HKM 20124—39 järgi.

Tsentreerimine: kerge seeria — *D* või *d* järgi;

keskmine seeria — 6 nuudiga: *D* või *d* järgi;

8 ja 10 nuudiga: *D*, *d* või *b* järgi;

raske seeria — *b* või *D* järgi.

b. Trapetsikujulise eendiprofiiliga hammasvõll-liited esitavad meile eelmisega võrreldes tunduvalt parema konstruktsiooni nii tugevuse kui ka detailide tsentreerimise seisukohalt. Nimetatud liite tüüp ei ole leidnud suurt levikut, kuna trapetsprofiili asendab edukamalt evolventprofiil, mis omab veelgi paremaid tugevustehnilisi omadusi.

Trapetsikujuline eendiprofiil on kujundatud järgmiselt: varieerides eendite arvu ja trapetsi teravnemisnurga  $\alpha$  suurusega, saame kahe või enama hamba isenimelised pinnad kujundada paralleelseina, mis annab hea töötlemise kontrolli võimaluse.

Teravnemisnurga  $\alpha$  saame määrata tingimusest

$$\alpha = \frac{360}{z} (k - 1),$$

kus  $k$  on eendite arv hammasvõllil, mis langeb kontrollitava mõõte  $s$  (joon. 61) ulatusse,  
 $z$  — eendite arv.

Kontrollmõõte  $s$  suuruse leiame olenevalt eendi paksusest jaotusringjoonel läbimõõduga  $d_j$ :

$$s = d_j \sin \left[ \frac{360}{2z} - 1 + e \right],$$

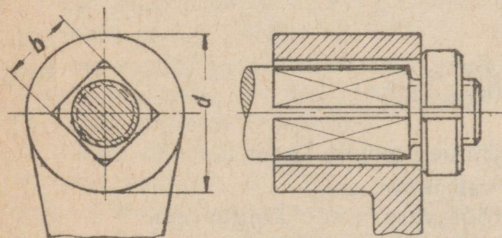
kus  $e$  on eendi paksuse ja eendite sammu vahекord mõõdetuna jaotusringjoonel.  $e$  valitakse piires 0,4—0,5. Profili teravnemisnurga  $\alpha$  suuruseks kujuneb esitatud tingimustel  $36^\circ$ — $45^\circ$ .

c. Analoogilised eelmisega on evolventprofiiliga kujundatud hammasvõll-liited. Evolventprofiiliga eenditega hammasvõllide kohta NSV Liidu üleliidulised normid seni puuduvad, küll on aga olemas mõningaid tööstuslikke norme, mis on kujundatud veerelaagrite läbimõõtude alusel. Eendi tugevuse saavutamiseks on evolventprofiili hambumisnurgaks valitud  $30^\circ$ , süvendid on kujundatud võimalikult suure üleminekuradiusega. Eendite arvuks on 6, 10, 16, 24 või 36, millest oleneb ka nuudi kõrgus.

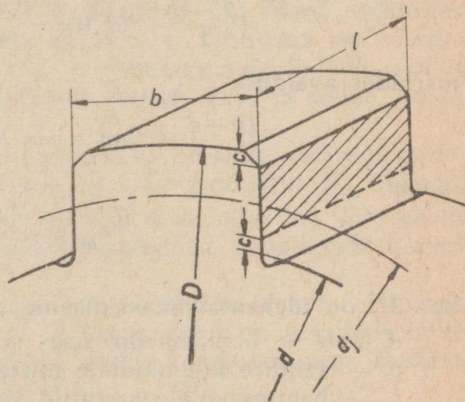
d. Kolmnurkse eendiprofiiliga hammasvõll-liiteid (rihvel-liide) esineb kõige harvemini ja neid kasutatakse peamiselt liikumatu ühenduse saamiseks väikese läbimõõduga võllidel.

Sopise teravnemisnurk (joon. 63) kõigub piires  $60^\circ$ — $90^\circ$ . NSV Liidu Lennukitööstuse Ministeriumi normi 105 MT-44 järgi on  $\beta$  suuruseks  $72^\circ$ .

Väikese läbimõõduga kolmnurkse eendiprofiiliga hammasvõlle võib hea liite saamiseks valmistada koonilisena pikitelje suhtes. Soovitatav liite-elementide koonilisus on  $\frac{1}{8}$ , kusjuures



Joon. 64.



Joon. 65.

eendid profileeritakse suurema läbimõõdu järgi.

e. Lõpuks tuleb mainida veel hammasvõll-liite ühte erijuhtu, — ruudukujulise ristlõikega võlli ühendamist rummuga, mida kasutatakse sageli mittevastutusrikastes liidetes, näiteks käsirataste, hoobade, vântade jms. ühendamisel võlliga (joon. 64).

Nimetatud liite puuduseks on võlli järsud üleminekud, mis tekitavad kaunis suuri pingete kontsentratsioone, ja pealegi on liide raskelt tsentreeruv.

Mõõde  $b$  (joon. 64) valitakse olenevalt võlli läbimõõdust  $d$ , tavaliselt  $b \approx 0,75 d$ . Võimalik ülekantav väändemoment arvutatakse valemiga:

$$M_v = \frac{b^2 l R_{ps}}{3} \quad (35)$$

## 2. Hammasvõll-liite arvutamine.

Hammasvõll-liite arvutamisel määratakse siin liite mõõted, jättes kõrvale võlli tugevuse arvutuse, mille juures on pikemalt peatatud „Masina-elementide“ V vihus.

Hammasvõll-liite arvutamisel võetakse aluseks võllile mõjuv väändemoment, kusjuures hammasvõlli eenditele mõjuva jõu rakenduspinnaks on valitud hammasvõll-liite keskmise läbimõõduga kujundatud silindri pind (joon. 65). Võlli (rummu) eendi külgpind töötab pindsurvele, kuna eend ise kujutab paindele töötavat konsooli. Lähtudes tegelikkuses kasutatavate hammasvõll-liidete mõõdete vahekorrast, on siin otsustava tähtsusega just arvutus pindsurvele.

Lähtudes arvutuskeemist (joon. 65), saame mõjuva väändemomendi kaudu määrata pindsurve  $\sigma_{ps}$  järgmiselt:

$$\sigma_{ps} = \frac{M_v \max}{\left(\frac{D-d}{2} - 2c\right) l z \psi \cdot \frac{D-d}{4}} = \frac{8 M_v \max}{(D-d-4c)(D+d) z l \psi} ; \quad (36)$$

märkides avalduse

$$\left(\frac{D-d}{2} - 2c\right) z = F \quad \text{ja} \quad \frac{D+d}{4} = r_j,$$

saame

$$\sigma_{ps} = \frac{M_v \max}{\psi F l r_j} < R_{ps}, \quad (37)$$

kus  $M_v$  on ülekantav maksimaalne väändemoment kgcm,

$d$  ja  $D$  — hammasvõlli sise- ja välismõõt cm,

$c$  — eendite külgpindade mittetöötavate osade kõrgus cm,

$l$  — hammasvõllile asetatud rummu pikkus cm,

$z$  — eendite arv,

$\psi$  — eendite külgpindade kasutamise tegur,

$F$  — eendi töötavpinna geomeetiline suurus pikkusel  $l = 1$  cm.

Tegur  $\psi$  valitakse piirides 0,7—0,8 (tavaliselt 0,75).

Pindsurve  $\sigma_{ps}$  ei tohi ületada lubatavate pindsurve  $R_{ps}$  väärtusi, mis on esitatud tabelis 7

Tabel 7.

 $R_{ps}$  terastele tõmbetugevusega  $\sigma_b \geq 50 \text{ kg/mm}^2$ 

| Liite iseloom                      | Eksplua-<br>tatsiooni<br>tingimu-<br>sed | Eendite külgpin-<br>nad termiliselt<br>töötlemata | Eendite külgpin-<br>nad termiliselt<br>töödeldud |
|------------------------------------|--|---|--|
|                                    |  | $R_{ps} \text{ kg/cm}^2$                          |  |
| Rumm ei ole võlli suhtes nihutatav | a  | 350—500   | 400—700  |
|                                    | b  | 600—1000  | 1000—1400  |
|                                    | c  | 800—1200  | 1200—2000  |
| Rumm on nihutatav ilma koormata    | a  | 150—200   | 200—350  |
|                                    | b  | 200—300   | 300—600  |
|                                    | c  | 250—400   | 400—700  |
| Rumm on nihutatav koormatult       | a  | —   | 30—100   |
|                                    | b  | —   | 50—150   |
|                                    | c  | —   | 100—200  |

Märkus: a — märkimuutev löögiline koormus, suure sagedusega ja amplituudiga vibratsioonid, halvad määrimistingimused, liite materjal väikese kõvadusega, väike töötlemistäpsus, rummu juhitud võllil halb — üldiselt halvades tingimustes töötav hammasvõll-liide;  
 b — hammasvõll-liite töötingimused keskmised;  
 c — hammasvõll-liite töötingimused head.

Andes ette lubatava pindsurve väärtused (tabel 7), võime valemist (36) ja (37) määrata ka rummu vajaliku pikkuse  $l$ . Soovitav on valida  $l$  ja  $d$  suhe mitterihutatavates liidetes  $> 1$  ja nihutatavates liidetes  $l:d \approx \approx 1,5-2$  või vastavalt ekspluatatsioonilistele tingimustele ja sõlme konstruktsioonile ka suurem.

On arusaadav, et eendite tööpindade kulumine on seda väiksem ja liite iga seda pikem, mida väiksem on valitud lubatav pindsurve  $R_{ps}$ . Juhul, kui on vajalik lubada suuremat pindsurvet, võib seda teha kas liite ea lühendamise arvel või tõstes tööpindade kulumiskindlust tööpindade parema termilise töötlemise tagajärjel.

Nagu tähendatud varem, ei ole vajalik liite-elementide (eendite) kontrollarvutus paindele ja löikele, kuna painde- ja löikepinged on tavaliselt väikesed. Lühikeste mitteliikuvate liidete puhul annab kontrollarvutus tavaliste tugevusõpetuse valemitega küllaldase täpsuse.

## SISUKORD

|  |    |
|--|----|
| Eessõna . . . . .  | 3  |
| Sissejuhatus . . . . .   | 6  |
| Mõisteid masinatest. Projekteerimise alused . . . . .                        | 6  |
| I. Üldosa . . . . .  | 10 |
| 1. Kiilliidete klassifikatsioon . . . . .                                    | 10 |
| 2. Jõudude jaotus kiilliites . . . . .                                       | 11 |
| 3. Kiilliite eelpingestuse mõiste . . . . .                                  | 12 |
| II. Ristikiilud . . . . .  | 15 |
| 1. Ristikiil-liidete põhilised konstruktsioonid . . . . .                    | 15 |
| 2. Ristikiil-liite dimensioneerimine ja konstruktiivne kujundamine . . . . . | 18 |
| 3. Ristikiilu kasutamine seadekiiluna . . . . .                              | 22 |
| 4. Tihvtid . . . . .   | 23 |
| III. Pikikiilud ja liistud . . . . .   | 27 |
| 1. Pikikiilude ja liistude ülesanne ja liigitus . . . . .                    | 27 |
| 2. Pikikiilud . . . . .  | 28 |
| 3. Liistud . . . . .   | 31 |
| 4. Pikikiilu töösuutlikkuse ja mõõdete määramise alused . . . . .            | 33 |
| 5. Pikikiilude ja liistude töösuutlikkus . . . . .                           | 37 |
| 6. Liistude kinnitus . . . . .   | 47 |
| IV. Hammasvõll-liited . . . . .  | 52 |
| 1. Hammasvõll-liite iseloom ja kujundamine . . . . .                         | 52 |
| 2. Hammasvõll-liite arvutamine . . . . .                                     | 56 |

Vastutav toimetaja A. Mutt.  
Kaanejoonise valmistanud H. Lemberg.  
Tehniline toimetaja A. Sepp.

Ladumisele antud 28. 07. 1950. Trükkimisele antud 30. 08. 1950. Paber 67:95 sm 1/16. Trükiarv 1500. Trükipoognaid 3,75. Formaadile 60:92 kohaldatud trükipoognaid 4,31. Arvutuspoognaid 5,24. Tellimise nr. 3177. Trükikoda „Kommunist“, Tallinn, Pikk 2.  
MB-06126.

На эстонском языке.

Э. Соонвад. Детали машин I.

Hind rbl. 1.80

Rbl. 1.80

A  
A-18534

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00454206 6