

Tallinna Polütehniline Instituut

H. Kuldma

Väsimustugevusele arvutamise  
alused masinaehituses

Tallinn  
1964



A-25779

TALLINNA POLÜTEHNILINE INSTITUUT  
Masinaelementide kateeder

H. Kaldma

VÄSINUSTUGEVUSELE ARVUTAMISE ALUSED MASINA-  
EHITUSES

TARTU ÜLKOOL  
RAAMATUKOGU

Tallinn

1964

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Таллин, ул.Калинина дом 101

Кафедра деталей машин

Кулдма Харри Аугустович

Основы расчета на выносливость  
в машиностроении

На эстонском языке

TARTU ÜLIKOOLI  
RAAMATUKOGU

Vastutav toimetaja H. Holm

Korrektor M. Metsar

---

TPI rotaprint, 1964. Formaat 60x84/16  
Trükipg. 2,75. Tingtrükipg. 2,61  
Tiraaž 600 eks. MB-01004. Tell. nr.33  
Hind rbl. -.10

## SISSEJUHATUS

Vähe on liikuvate osadega seadmetes detaile, millele ei mõjaks vahelduvad koormused. Vahelduvate koormuste mõjumise iseloom võib olla väga mitmesugune. Nii töötavad vahelduval koormusel näit. kolbmootorite väntvõllid, kepsud, raudtee veereva koosseisu teljed, raudteerööpad, hammasrattad, veerelaagrid jne. Seejuures võivad ka tingimused, milles vahelduv koormus esineb, väga eripärased olla. Nii töötavad ülikiirete lennukite välisdetailid kõrgendatud temperatuuridel 150-450°C, lendamisel heli kiirusest väiksema kiirusega suurtes kõrgustes on temperatuurid seal tublisti alla 0°, kaasaegsetes reaktiivmootorites ulatuvad temperatuurid 800-900°C, gaasiturbiinide labidad töötavad 700-800°C juures. Kiiresti pöörlevate detailidega seadmetes võib vahelduva vibratsioonikoormuse mõjumise sagedus ületada mitukümmend tuhat Hz. Paljudel juhtudel mõjuvad eksploatatsioonis detailidele põhikoormuste kõrval veel juhuslikud koormused (transpordimasinates) jne.

Pingejaotus konstruktsioonis on määratud konstruktsiooni kuju ja valmistamise tehnoloogiaga.

Paljukordne pingete muutumine detailis võib põhjustada detaili purunemise, nn. väsimuspurunemise.

Eelnevast järeldub, et detailide vastupidavus vahelduval koormusele (vahelduvatele pingetele), väsimustugevus, on tihedas seoses nende detailide konstruktiivse kujunduse, valmistamise tehnoloogia ning koostamis- ja eksploatatsioonitingimustega.

Paljusid küsimusi väsimusprotsessi olemusest ja väsimustugevusest on edukalt lahendanud sellised vene ja nõukogude teadlased, nagu M.A. Voropajev, N. N. Afanasjev, S. V. Seren-

sen, I. A. Oding, G. V. Užik, I. V. Kudrjajtsev, V. I. Liht-  
man, P. A. Rebinder, G. V. Karpenko jt.

Käesoleva materjali ülesandeks on anda lühike ülevaade  
metallide vastupanust vahelduvatele koormustele ning lähte-  
kohad metallide väsimustugevuse praktiliseks arvutuslikuks  
kasutamiseks.

## I. METALLIDE TUGEVUS VAHELDUVAL KOORMUSEL

### 1. Põhimõisteid vahelduvast koormusest

Enamikule masinate detailidele mõjuvad muutuva iseloomuga ehk vahelduvad koormused. Niisugused koormused (jõud, momendid) võivad aja vältel muutuda nii suuruse kui ka suuna poolest. Koormuse muutumine võib toimuda perioodiliselt või aperioidiliselt.

Vahelduva koormuse toimel esinevat praod järkjärgulist tekkinist ja arenemist nimetataksegi metallide väsimuseks. Väsimusprotsess lõpeb praod arenemise tagajärjel detaili purunemisega. Purunemine tekib äkki, ilma nähtavate (makroskoopiliste) deformatsioonideta. Seejuures toimub purunemine pingete juures (arvutatud algristlõike järgi), mis on väiksemad antud materjali tõmbetugevusest ja isegi voolavuspiirist. Purunemise vahetuks põhjuseks on seega vahelduval koormamisel tekkinud ja arenenud nn. väsimuspragu. Lõplik purunemine toimub momendil, mil detaili terveksjäänud ristlõige ei suuda enam taluda isegi ühekordset koormust.

Perioodiliselt vahelduva koormuse ühekordset muutumist ajas nimetatakse koormustsüklikuks.

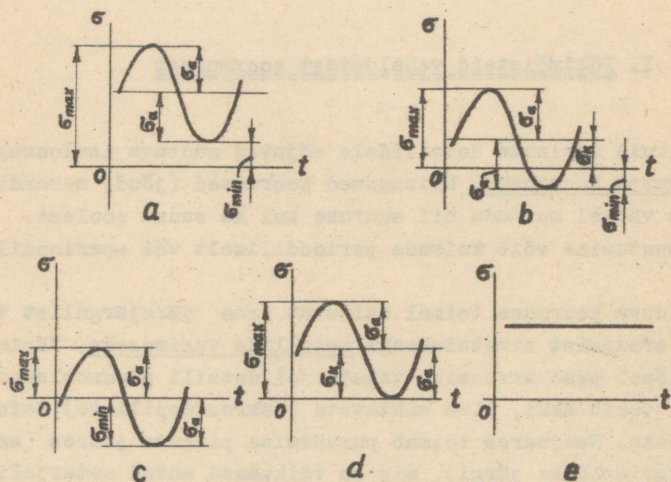
Elastsete deformatsioonide piirkonnas, kus pinged on koormuste kaudu avaldatavad lihtsate tugevusõpetusest tuntud seoste

$$\sigma = \frac{P}{F}, \quad \sigma = \frac{M_p}{W} \quad \text{ja} \quad \tau = \frac{M_v}{W_0}$$

kaudu ( $P$  - jõud,  $F$  - töötava ristlõike pindala,  $M_p$  - paindemoment,  $W$  - ristlõike vastupidavusmoment,  $W_0$  - ristlõike

polaarvastupidavusmoment), on ülaltoodud, koormuste kaudu antud mõisted ülekantavad ka pingetele. Pingetsükli ulatuse määravad esinevate pingete piirväärtused  $\sigma_{\max}$  ja  $\sigma_{\min}$  või  $\tau_{\max}$  ja  $\tau_{\min}$ .

Joonisel 1 on kujutatud mitmesuguse iseloomuga pingetsükleid.



Joon. 1.

a - ühemärgiline pingetsükkel, b - vahelduvamärgiline asümmeetriline pingetsükkel, c - sümmeetriline pingetsükkel, d - pulseeriv pingetsükkel, e - staatiline pinge.

Pingetsükli iseloomustamiseks kasutatakse järgmisi suurusid: pinge piirväärtused

$\sigma_{\max}$  ja  $\sigma_{\min}$  või  $\tau_{\max}$  ja  $\tau_{\min}$ ,

keskmise pinge

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{või} \quad \tau_k = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \quad (1)$$

pinge amplituud

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{või} \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (2)$$

pinge asümmeetrilisuse tegur

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad \text{või} \quad r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \quad (3)$$

Kõikidesse toodud suurustesse tuleb pingete väärtused panna vastava algebralise märgiga.

Joonisel 1 esitatud juhtumeid c, d ja e võib nüüd vaadelda kui mingi üldise, asümmeetrilise tsükli erijuhte. Sümmetrilise tsükli (joon. 1, c) kohta ( $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ ) saame<sup>1</sup>:

$$\sigma_k = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}; \quad r = -1;$$

pulseeriva tsükli (joon. 1, d) kohta ( $\sigma_{\min} = 0$  või  $\sigma_{\max} = 0$ )

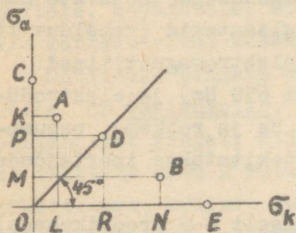
saame:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_{\max}}{2} \quad \text{või} \quad \sigma_k = -\frac{\sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_a = \sigma_k; \quad r = 0;$$

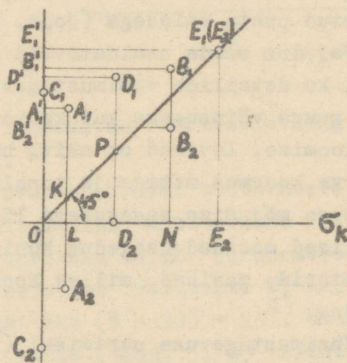
staatilise pinge kohta (joon. 1, e) saame:

$$\sigma_a = 0 \quad \sigma_k = \sigma_{\max} = \sigma_{\min}; \quad r = 1.$$

Toodud suuruste kaudu võib pingetsükleid hästi kujutada koordinaatides ( $\sigma_a; \sigma_k$ ) (joon. 2) või ( $\sigma_{\max}; \sigma_{\min}$ ;  $\sigma_k$ ) (joon. 3). Neist esimesel juhul (joon. 2) on iga pingetsükkel täielikult iseloomustatav ühe punktiga, teisel (joon. 3) kahe punktiga. Mõlemale joonisele on kantud samade piirväärtustega pingetsükliid. Asümmeetrilisi tsükleid kuju-



Joon. 2.



Joon. 3.

<sup>1</sup> Edaspidi on enamasti jätud tangentsiaalpingete kaudu kirjutatud seosed toomata, kuna need on täiesti sarnased normaalpingete kaudu esitatud seostega.

tavad punktid A (joonisel 3  $A_1$  ja  $A_2$ ) ja B ( $B_1$  ja  $B_2$ ), sümmeetrilist tsükli kujutab punkt C ( $C_1$  ja  $C_2$ ), pulseerivat tsükli - D ( $D_1$  ja  $D_2$ ) ja staatilist pinget - E ( $E_1$ ). Nii saame esimese asümmeetrilise tsükli jaoks joonisel 2 ( kus tsükli iseloomustab punkt A):  $\sigma_k = OL$ ,  $\sigma_a = LA$ ,

$$\sigma_{\max} = \sigma_k + \sigma_a = OL + LA, \quad \sigma_{\min} = \sigma_k - \sigma_a = OL - LA;$$

sama tsükli kohta joonisel 3 (kus tsükli iseloomustavad punktid  $A_1$  ja  $A_2$ ):  $\sigma_k = OL = LK$ ,  $\sigma_a = KA_1 = KA_2$ ,

$$\sigma_{\max} = \sigma_k + \sigma_a = KL + KA_1 = LA_1, \quad \sigma_{\min} = \sigma_k - \sigma_a = KL - KA_2 = LA_2.$$

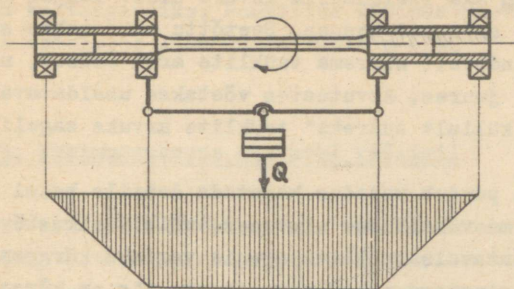
Edaspidises loeme võrreldavateks (sarnasteks) ainult sellised pingetsüklid, millel asümmeetrilisuse tegurid on võrdsed.

## 2. Väsimuspiir

Metallide vastupanuvõimet vahelduval koormusele määratakse katseliselt. Selleks tehakse kindlaks pingetsüklite arv  $N$ , mille järel proovikeha antud pingel  $\sigma$  (või  $\tau$ ) puruneb. Siige levinud on proovimasina tüüp, millel pöörlev proovikeha on koormatud puhta paindega (joon. 4).

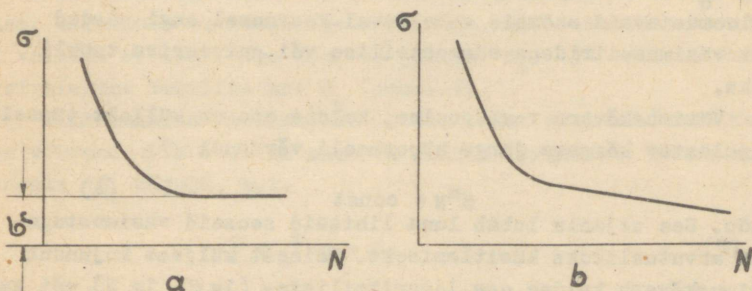
Vajadus saada usaldatavaid andmeid suuremate proovikehade või ka detailide väsimustugevuse kohta, on tinginud niihästi suure võimsusega kui ka kõrge sagedusega töötavate masinate loomise. Levinud on näit. hüdropulsaatorid (vahelduv tõmbe-surve koormus mitmesaja tonnini), elektromagnetilised (koormuse mõjumise sagedusega 150 kuni 650 Hz) ja elektrodünaamilised masinad (sagedus kuni 5000 Hz ja rohkem), pneumopulsaatorid, masinad, milles koormus tekitatakse inertsjõududega jne.

Väsimustugevuse uurimisel (tavaliselt 6-8 proovikehaga) saadakse koordinaatides "pinge  $\sigma$  - tsüklite arv purunemiseni  $N$ " nn. väsimuskõver. Iseloomulikud väsimuskõverad on esi-



Joon. 4.

tatud joonisel 5. Neist joonisel 5, a kujutatud tüüp on ise-loomulik enamikule terastele ja malmidele, joonisel 5, b esitatud kuju aga enamikule värvilistele metallidele ja nende su-



Joon. 5.

lamitele, kõvematele, kõrgeltlegeeritud terastele ning terastele korrodeerivas keskkonnas.

Ohtlikuks pingeks vahelduval koormusel töötavatele detailidele on väsimuspiir. Väsimuspiiriks nimetatakse niisugust maksimaalset pinget, mida proovikeha talub purunemata etteantud tsüklite arvu  $N$  vältel. Seejuures valitakse  $N$ , nn. baasi tsüklite arv, küllalt suur, näiteks  $(5 - 10) \cdot 10^6$ . Ühtlasi võib esimest tüüpi väsimuskõverate kohta (joon. 5, a) kinnitada, et kui proovikeha pidas vastu  $(5 - 10) \cdot 10^6$  tsüklit, siis peab ta purunemata vastu ka "praktiliselt lõpmatu suurele ar-

vule" koormusvaheldustele. Teist tüüpi väsimuskõveratele (joon. 5, b) on aga iseloomulik kõvera pidev langus ka suure tsüklite arvu piirkonnas. Seetõttu määratakse seal väsimuspiir tunduvalt suurema tsüklite arvu alusel, näit.  $(50 - 100) \cdot 10^6$  juures. Arvutustes võetakse usaldatavaks, "praktiliselt küllalt suureks" tsüklite arvuks sageli  $250 \cdot 10^6$ .

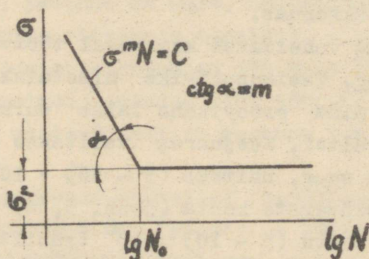
Juhul kui puudub vajadus kasutada detaile baasi tsükli-  
 lite arvu koormusvahelduste ulatuses, võib väsimuskõveral  
 leida antud nõutavale tsüklite arvule vastava kõrgema pin-  
 ge. Sel juhul nimetame niisugust pinget, mis on kõrgem vä-  
 simuspiirist, piiratud väsimuspiiriks (väsimuspiir piiratud  
 tsüklite arvu juures).

Väsimuspiirile vastavat pinget tähistatakse  $\sigma_r$  (või  $\tau_r$ ),  
 kus indeks r tähistab tsükli asümmeetrilisuse tegurit  
 [ v. (3) ]. Seega on:  $\sigma_{-1}$  - väsimuspiir sümmeetrilisel tsük-  
 lil,  $\sigma_0$  - väsimuspiir pulseerival tsükliil. Enamik materjale  
 iseloomustavaid andmeid vahelduval koormusel ongi saadud  
 just väsimuspiiridena sümmeetrilise või pulseeriva tsükli  
 jaoks.

Väsimuskõvera vasakpoolne, kaldne osa on küllalt täpselt  
 kirjeldatav kõrgema järgu hüperbooli võrrandi

$$\sigma^m N = \text{const} \quad (4)$$

kaudu. See asjaolu lubab luua lihtsaid seoseid väsimustuge-  
 vuse arvutuslikuks käsitlemiseks. Teisest küljest kujundub  
 väsimuskõvera kaldne osa logaritmilistes ( $\lg \sigma - \lg N$ ) või ka  
 poollogaritmilistes ( $\sigma - \lg N$ ) koordinaatides sirgena (joon.6).  
 Astmenäitaja m väsimuskõvera võrrandis osutub logaritmilistes



Joón. 6.

koordinaatides kujutatud väsimuskõvera vasakpoolse kaldse osa tõusunurga kootangensiks. Ruumilise väsimustugevuse puhul võib arvutustes esialgses lähenduses võtta  $m = 9$ .

### 3. Väsimustugevus muutuväl režiimil

Muutuv ehk mittestatsionaarne režiim on omane paljudele metalli lõiketöötlemispinkide, autode, ekskavaatorite, põllutöömehaanika jne. sõlmedele. Detailide väsimustugevuse hindamiseks kasutatakse siin üksikrežiimidest põhjustatud vigastuste (e. suhteliste igade) summeerimise võtet. Eeldatakse, et üksikrežiimide poolt tekitatud vigastused ei sõltu režiimide vahelduse järjekorrast.

Lähtudes ülaltoodud eeldustest ja teades esinevate pingete summaarset sageduskõverat, võib muutuva režiimi asendada ühtlase, eelmisele ekvivalentse režiimiga, mida iseloomustavad mingi valitud ekvivalentne koormus (pinge  $\sigma_e$ ) ja sellele vastav ekvivalentne tsüklite arv  $N_e$  (joon. 7).

Pirolukorra hindamiseks laiendatakse väsimuskõvera kaldse osa võrrand  $\sigma^m N = C$  ka muutuva režiimi erinevate maksimaalsete pingete  $\sigma_i$  mõjule, s.t.

$$\sum \sigma_i^m n_i = C, \quad (5)$$

kus  $n_i$  on pingetsüklite arv pinge  $\sigma_i$  juures. Pärast  $\sigma_i^m$  avaldamist sellele maksimaalsele pingele vastava purunemiseks vajaliku tsüklite arvu  $N_i$  kaudu (seosest  $\sigma_i^m N_i = C$ ) saame, et

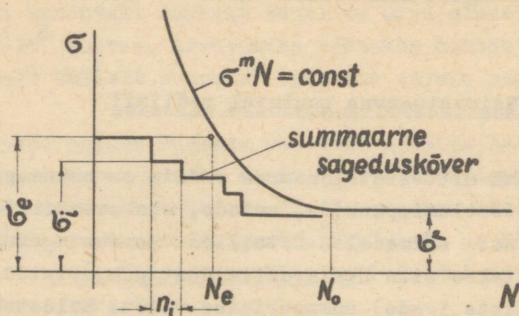
$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1. \quad (6)$$

---

<sup>x</sup> S. V. Serenseni ja L. A. Kozlovi katsetulemuste kohaselt on summeerimise täpsustatuseks tingimuseks

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a,$$

kus  $a$  võib kõikuda vahemikus 0,5 kuni 3; enamikul juhtudel  $a > 1$ , mis tähendab seda, et arvutus valemi (6) järgi annab teatud tugevusvaru.



Joon. 7.

Väsimuskõvera võrrandile vastavalt

$$\sigma_1^m n_1 + \sigma_2^m n_2 + \dots + \sigma_n^m n_n = \sigma^m N_e,$$

millest ekvivalentne tsüklite arv

$$N_e = \sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma} \right)^m n_i. \quad (7)$$

Võttes väsimuskõvera kaldse osa horisontaalseks ülemineku kohale vastavaks  $N$  väärtuseks baasi tsüklite arvu  $N_0$ , võime ekvivalentsele tsüklite arvule  $N_e$  vastava piirpinge  $\sigma$  kaudu kirjutada, et

$$\sigma^m N_e = \sigma_r^m N_0,$$

millest suhe

$$k_{\text{rež}} = \frac{\sigma}{\sigma_r} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_e}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma} \right)^m n_i}} \quad (8)$$

või koormuste kaudu:

$$k_{\text{rež}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum \left(\frac{Q_i}{Q}\right)^m n_i}} \quad (8')$$

Tegurit  $k_{\text{rež}}$  nimetatakse koormuse režiimi teguriks.

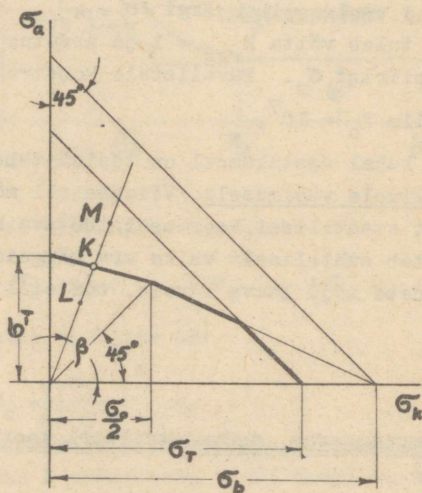
Kui  $N_e < N_0$ , siis  $k_{\text{rež}} > 1$  ja arvutus väsimustugevusele võib toimuda piiratud väsimuspiiri järgi ( $\sigma = k_{\text{rež}} \cdot \sigma_r$ ). Kui  $N_e > N_0$ , siis tuleb võtta  $k_{\text{rež}} = 1$  ja arvutus sooritada, lähedes väsimuspiirist  $\sigma_r$ . Tavalistele konstruktsiooniterastele võetakse siin  $N_0 = 10^7$ .

Viimasel kahel aastakümnel on tõsist tähelepanu pööratud ka nn. staatiliselle väsimusele. Viimase all mõistame nähtust, kus põhiliselt staatilisel koormusel töötava konstruktsiooni tugevust mõjutab suhteliselt väike arv kõrgeid vahelduvaid ülekoormusi (lainete mõju laeva keräle, tuuleiilingute mõju lennukile jms.).

#### 4. Väsimustugevus asümmeetrilisel koormustsüklil

Asümmeetriliste pingetsüklite puhul on omavahel võrreldavad need pingetsüklid, millede kohta suhe  $\sigma_a : \sigma_k = \text{const}$ . Iga niisuguse suhte jaoks võime samuti leida väsimuspiiri. Kuna aga väsimuspiiri määramine paljude erinevate asümmeetrilisuste jaoks on väga tömahukas, siis leitakse asümmeetriliste tsüklite jaoks väsimuspiir (tsükli maksimaalne pinge antud asümmeetrilisuse puhul) nn. piirpingete diagrammist, mis on konstrueeritud materjalide kohta tavaliselt teada olevate mehaaniliste omaduste ( $\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_0$ ,  $\sigma_b$  - tõmbetugevus,  $\sigma_T$  - voolavuspiir) järgi. Diagramm konstrueeritakse lihtsalt - sirg-lõikude abil, kusjuures ebatäpsused piirpingetes, võrreldes katseandmetega, annavad teatud tugevusvaru. Joonisel 8 on toodud S. V. Serenseni ja R. S. Kinasošvili poolt esitatud

piirpingete diagramm. Otsitav väsimuspiir suhte  $\sigma_a : \sigma_k$  puhul on määratud punktiga K ( $\sigma_r = \sigma_k + \sigma_a$ , vt. ka joon. 2), sellega võrreldavate sarnaste tsüklite pinged aga näiteks punktidega L ja M, mis asuvad koordinaatide algusest nurga  $\beta$  all tõmmatud kiirel ( $\text{tg } \beta = \sigma_a : \sigma_k = \text{const}$ ).



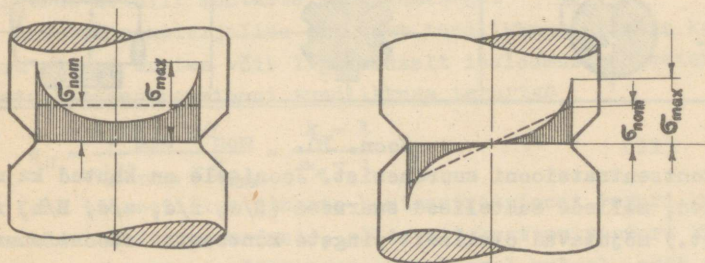
Joon. 8.

## II. VÄSIMUSTUGEVUST MÕJUTAVAD TEGURID

### 1. Pingete kontsentratsioon

Väsimuspragu tekib detailis esinevate maksimaalsete pingete piirkonnas.

Tugevusõpetuse elementaarsed valemid annavad arvutuse tulemusena ainult nn. nimipinged. Pingete tegelik suurus ja nende jaotus ristlõikes sõltuvad aga detailide kujust, naaberristlõigete suuruse erinevusest, pinnatööstlusest, materjali olekust jms. Tegelikud maksimaalsed pinged võivad nimipingeid tunduvalt ületada. Niisuguste suhteliselt suurte kohalike pingete ilmumist detaili kuju, mõõtmete vms. muutumise piirkonnas nimetatakse teatavasti pingete kontsentratsiooniks. Joonisel 9 on näidatud pingete jaotus siilindrilise detaili ristlõikes, kus pingete ebaühtlane jaotumine on esile kutsutud ringsisselõike olemasolust.



$$\sigma_{\max} = \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{nom}}$$

Tõmme

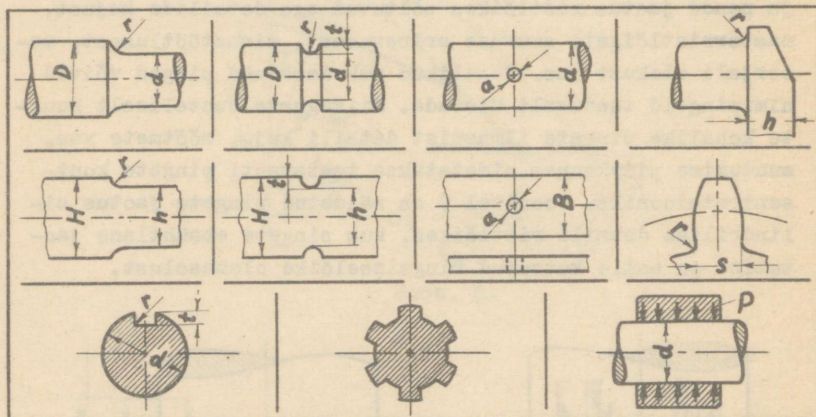
Paine

Joon. 9.

Maksimaalne pinge ristlõikes leitakse kas arvutustega elastsusteooria baasil või määratakse eksperimentaalselt, polariseeritud valguse abil optiliselt tundlike materjalidega. Maksimaalse pinge suhet nimipingega

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad \text{või} \quad \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{nom}}} \quad (9)$$

nimetatakse teoreetiliseks pingete kontsentratsioon teguriks. Ta iseloomustab pingete muutumist ristlõikes, sõltuvalt detaili konstruktiivsest kujust. Peamised pingete kontsentratsiooni põhjustavad konstruktiivsed elemendid, nn. pingekontsentraatorid, on toodud joonisel 10. Teravamad, väiksema siirderaadiusega kujumuutused põhjustavad pingete



Joon. 10.

kontsentratsiooni suurenemist. Joonisele on kantud ka mõõtmised, millede suhtelised suurused ( $D/d$ ,  $r/d$ ,  $a/d$ ,  $H/h$ ,  $r/h$  jt.) mõjutavad oluliselt pingete kontsentratsiooni suurust.

Pingete kontsentratsiooni põhjustavad peale nn. konstruktiivsete (konstruktiivsest kujust tingitud) kontsentraatorite ka mitmesugused nn. sisekontsentraatorid, nagu struktuuri ebahühtlus, mittemetalsed lisandid ja ka detaili valmistamisel tekkinud nn. tehnoloogilised kontsentraatorid, peamiselt töötlemisjäljed.

Staatilist tugevust mõjutavad pingekontsentraatorid peamiselt hapras olekus materjalidel. Plastilises olekus materjalidel põhjustavad aga kohalikud maksimaalsed pinged kohalike plastilisi deformatsioone, mille tulemusena ristlõikes tervikuna jääb püsima nimipingele lähedane pinge. Vahelduva koormuse puhul, kus purunemine toimub maksimaalsete pingete, seega pingekontsentraatori piirkonnas tekkiva praod arenemise tõttu, põhjustab pingete kontsentratsioon tugevuse, s. t. väsimuspiiri (arvutatud nimipingena) tunduvalt alanemist.

Pingekontsentraatori tegelikku mõju vahelduval koormusel hinnatakse nn. efektiivse pingete kontsentratsiooni teguriga

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\sigma_{rk}} \quad \text{või} \quad k_{\tau} = \frac{\tau_r}{\tau_{rk}}, \quad (10)$$

kus  $\sigma_r$  ja  $\tau_r$  on siledatele proovikehadele leitud väsimuspiirid,  $\sigma_{rk}$  ja  $\tau_{rk}$  - pingekontsentraatoriga, sama töötava ristlõikega proovikehade väsimuspiirid. Selgub, et peaaegu alati  $k_{\sigma} < \alpha_{\sigma}$  ja  $k_{\tau} < \alpha_{\tau}$ . Kuna väsimuspurunemine toimub korduvate mikroskoopiliste plastiliste deformatsioonide tõttu tekkivate pragude arenemise tulemusena, siis pingekontsentraatori väiksem mõju, võrreldes elastsusteooria põhjal tehtud arvutuste alusel oodatuga, on seletatav pingete ümberjaotusega mikroalades. Üldiselt suureneb efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur koos detaili mõõtmete suurenemisega.

Erinevate materjalide erinevat tundlikkust pingete kontsentratsiooni suhtes võib ligikaudselt iseloomustada materjali pingete kontsentratsiooni tundlikkuse teguriga

$$q_{\sigma} = \frac{k_{\sigma} \sigma_{nom} - \sigma_{nom}}{\alpha_{\sigma} \sigma_{nom} - \sigma_{nom}} = \frac{k_{\sigma} - 1}{\alpha_{\sigma} - 1}. \quad (11)$$

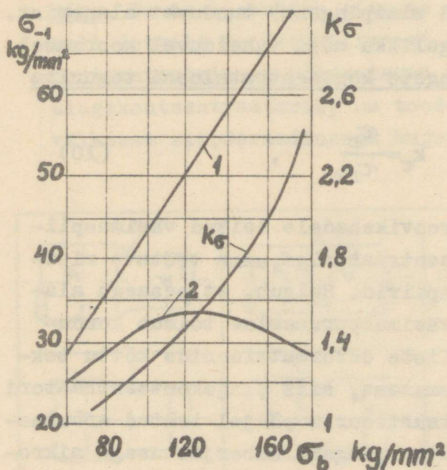
Kuna teoreetilise pingete kontsentratsiooni teguri kohta on käsiraamatutes andmeid, sõltuvalt kontsentraatori kujust ja suhtelistest mõõtmetest, rahuldaval hulgal, võib arvutada eeldatava efektiivse pingete kontsentratsiooni teguri:

$$k = 1 + q (-1). \quad (12)$$

Nii võetakse näit. konstruktsiooniterastel  $q_{\sigma} = 0,6 - 0,8$ . Metallide tõmbetugevuse tõusuga kasvab ka tundlikkus pingete

kontsentratsiooni suhtes ( $q_{\sigma}$  läheneb 1-le,  $k_{\sigma}$  läheneb  $\alpha_{\sigma}$ -le).

Joonisel 11 on näitena toodud Cr-Ni-Mo-terase kohta siledate ja kontsentraatoriga proovikehade väsimuspiiride ning efektiivsete pingete kontsentratsiooni tegurite sõltuvus tõmbetugevusest (kõver 1 - hästi poleeritud sile proovikeha, kõver 2 - kontsentraatoriga proovikeha).



Joon. 11.

kontsentraatorite summaarne mõju suurem üksikkontsentraatori mõjust. Arvutustes kasutamiseks on aga selliseid katseandmeid veel liiga vähe.

## 2. Ristlõike absoluutsete mõõtmete mõju

Enamik käsiraamatuis toodud väsimuspiire on saadud väikese ristlõikega proovikehade (näit. läbimõduga  $d_0 = 7 - 10$  mm) kohta. Katseandmed näitavad aga, et koos detaili ristlõike mõõtmete suurenemisega väsimuspiir paindel või väändel alaneb. Tõmbel-survel on väsimuspiiri alanemine vähe märgatav. Väsi-

muspiiri muutumist seoses ristlõike mõõtmete muutumisega ise-loomustatakse ristlõike absoluutsete mõõtmete mõju e. mastaabi teguriga, mis avaldub siledatele proovikehadele

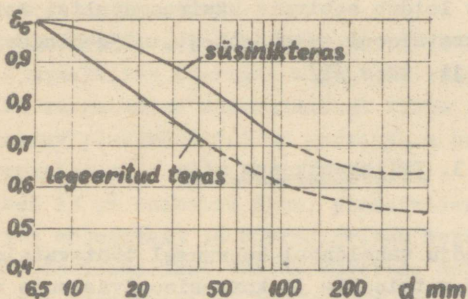
$$\varepsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} \quad \text{või} \quad \varepsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{d_0}} ; \quad (13)$$

ja kontsentratoriga proovikehadele

$$\varepsilon_{\sigma k} = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}} \quad \text{või} \quad \varepsilon_{\sigma k} = \frac{(\sigma_{-1k})_d}{(\sigma_{-1k})_{d_0}} ; \quad (14)$$

kus  $d_0$  on väikese läbimõõduga ( $d_0 = 6-10$  mm) proovikehade tähiseks,  $d$  aga vastab uuritava suurem mõõtmelise proovikeha läbimõõdule. Mastaabi teguri muutumise iseloom on näidatud joonisel 12, kust selgub, et ristlõike absoluutsete mõõtmete mõju on eriti suur läbimõõtudeni 100 - 150 mm. Ligikaudu võib võtta ka, et  $\varepsilon_{\tau} = \varepsilon_{\sigma}$ .

Pingekontsentratoriga detailile, läbimõõduga  $d$ , saame



Joon. 12.

järelikult väsimuspiiriks, teades sileda proovikeha väsimuspiiri  $(\sigma_{-1})_{d_0}$ , efektiivset pingete kontsentratsiooni tegurit  $k_{\sigma}$  ja mastaabi tegurit  $\varepsilon_{\sigma}$ ,

$$(\sigma_{-1k})_d = (\sigma_{-1})_{d_0} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma}}{k_{\sigma}} = (\sigma_{-1})_{d_0} \cdot \frac{1}{(k_{\sigma})_d} ; \quad (15)$$

kus

$$(k_{\sigma})_D = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{(\sigma-1)d}{(\sigma-1k)_d} \cdot \frac{(\sigma-1) d_0}{(\sigma-1)_d} = \frac{(\sigma-1)d_0}{(\sigma-1k)_d} \quad (16)$$

iseloomustab pingete kontsentratsiooni ja detaili absoluutsete mõõtmete summaarset mõju. Efektiivne pingete kontsentratsiooni tegur  $k_{\sigma}$  tuleb valida andmete järgi, mis on saadud küllalt suure läbimõõduga proovikehade (30 - 50 mm) kohta, kuna suurematel läbimõõtudel  $k_{\sigma}$  enam oluliselt ei suurene.

Väsimuspiiri alanemine seoses ristlõike suurenemisega on seostatav suurema tõenäosusega mitmesuguste defektide olemasoluks suuremas ristlõikes, pingete gradiendi erineva mõjuga erinevate läbimõõdude puhul, töötlemisel tekkinud jääksurvepingete osatähtsuse vähenemisega suuremas ristlõikes jne.

Lõpuks olgu tähelepanu juhitud veel sellele, et viimasel ajal on konstruktorite käsutuses rohkemal määral andmeid ka keskmiste läbimõõdudega proovikehade väsimuspiiride kohta. Nende väsimuspiiride kasutamine koos efektiivsete pingete kontsentratsiooni teguritega tagab arvutuste suurema usaldatavuse.

Hulgaliselt leidub sobivaid käsiraamatulisi materjale pingete kontsentratsiooni, mastaabi jt. mõju hindamiseks V. S. Serenseni jt. töös /1/.

### 3. Väliskeskkonna mõju

Keskkonna mõju vahelduval koormusel töötavatele detailidele avaldub adsorptsiooni- ja korrosiooniväsimuse nähtustena. Korrodeeriva keskkonna ja vahelduva koormuse koosmõju uurimisel on tulnud eelkõige seisukohale, et nimetatud faktorite samaaegne mõju on tunduvalt erinev mõjust, mis ilmneks nende üksikul rakendamisel koos hilisema summeerimisega.

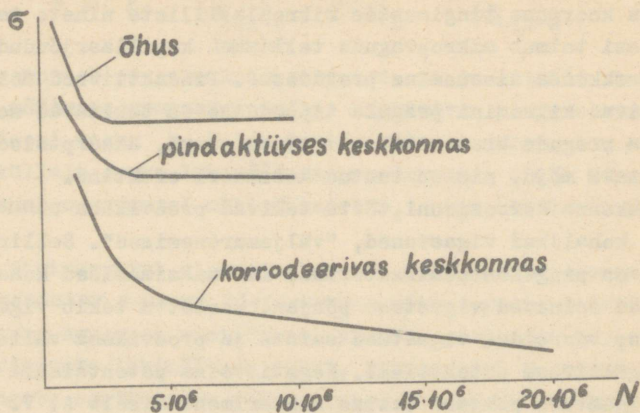
P. A. Rebinder, V. I. Lihtman, G. V. Karpenko näitasid, et metalli vahelduval koormamisel eelneb korrosiooniprotsessile alati adsorptsiooniprotsess. Nimelt mõjutab väsimusprotses-

si ja alandab väsimustugevust keskkonna pindaktiivsus. Pindaktiivsed ained, adsorbeerudes metalli pinnale, soodustavad vahelduva koormuse tingimustes mikroplastiliste nihete tekkimist. Edasi toimub mikropragude tekkimisel kapillaarjõudude toimel keskkonna sisenemine pragudesse. Pindaktiivsed molekulid tungivad kiiremini pragude tippudesse ja tekitavad seal täiendava pragude arenemist soodustava surve, adsorptsioonilise kiilutava mõju, mis on tuntud Rebinderi efektina.

Keskkonna korrosiooni tõttu tekivad proovikeha pinnal väikesed kohalikud vigastused, "väljamurenemised". Selline vigastus on pingekontsentratoriks, kus maksimaalsed kohalikud pinged esinevad vigastuse põhjas. Seetõttu tekib vigastuse põhjas, võrreldes vigastuse seinte ja proovikeha välispinnaga, negatiivsem potentsiaal. Negatiivsema potentsiaali olemasolu vigastuse põhjas tõestas eksperimentaalselt A. V. Rjabtšenkov. Vigastuse põhi, anoodala, hakkab sügavnema, millega kaasneb vigastuse teravnemine, potentsiaali pidev alanemine ja seega ka nimetatud piirkonna muutumine keemiliselt aktiivsemaks. Tekkiva prao osatähtsus pingekontsentratorina aja vältel tõuseb. Samuti mõjuvad väsimustugevust alandavalt prakku tekkivad korrosiooniproduktid.

Seega koosneb korrosiooniväsimuse protsess kahest protsessist : 1) tsüklilise koormuse mõjul tekkivate mikropragude moodustumise kergemine adsorptsiooni tõttu ja 2) tekkinud pragudes toimuv elektrokeemiline korrosioon sellega kaasneva pragude arenemisega.

Joonisel 13 on esitatud õhus, pindaktiivses (keemiliselt metalli mitte mõjutavas) ja korrodeerivas keskkonnas töötanud proovikehade iseloomulikud väsimuskõverad. Nagu nähtub, on väsimustugevus korrodeerivas keskkonnas suurel määral seotud koormuse kestusega (korrodeeriva keskkonna ajalise toimega). Väsimuspiir baasi tsüklite arvu  $10^7$  juures on näit. tavalistel konstruktsiooniterastel merevees ca 4 korda madalam kui õhus. Adsorptsiooniline toime alandab aga väsimustugevust ainult 10 - 20%. Muuseas, ka tavalised määrideõlid kuuluvad pindaktiivsete keskkondade hulka.



Joon. 13.

#### 4. Keskkonna temperatuuri mõju

Tavaliselt kõrgem keskkonna temperatuur alandab, madalam aga tõstab väsimustugevust. Näiteks temperatuuridel üle  $300^{\circ}\text{C}$  alaneb teraste väsimuspiir ligikaudu 15 - 20% iga  $100^{\circ}$  temperatuuri tõusu kohta. Keskkonna temperatuuri tõus põhjustab materjalidel ka pingete kontsentratsiooni tundlikkuse kasvu. Kuid ka päris madalatel temperatuuridel on paljudel metallidel suurem pingete kontsentratsiooni tundlikkus kui normaaltemperatuuril, eriti töötamisel ülekoormuste piirkonnas.

Kõrgematel temperatuuridel saadud väsimuskõveral on joonisel 5, a toodud iseloomulik kuju. Väsimuskõvera kuju mõjutab ka vahelduva koormuse ajaline kestus. Ohtlikkude pingetena tuleb siin väsimuspiiri kõrval silmas pidada ka roomavuspiiri ja kestustugevust. Temperatuuri tõusul väsimuspiir alaneb tunduvalt vähem kui kestustugevus. Seetõttu võib küllalt kõrgetel temperatuuridel tekkida olukord, kus väsimus-

piir osutub kõrgemaks kestustugevusest (koormamise sama kestuse juures). Pingekontsentraatori olemasolul on aga väsimuspiir alati kestustugevusest väiksem. Kõrgematel temperatuuridel muutub ka väsimuspurunemise iseloom - esineb tendents kristalliitidevaheliseks purunemiseks.

##### 5. Mõnedest teistest väsimustugevust mõjutavatest teguritest

Suure mõjuga on väsimustugevusele detaili pinna iseloom - pinna kvaliteet ja pinnakihi omadused. Detaili töötlemisel tekkiv pinna reljeef, pinnakihi kaldeus, dekarboneerumine, jääkpinged pinnakihis - kõik need on seotud detaili töötlemise režiimi ja viisiga ning soojuslike nähtustega. Nende kõikide mõju suureneb terase kõvaduse ja tugevuse tõusuga. Katseandmete kohaselt alaneb näit. jämetreimisel saadud terasproovikeha ( $\sigma_b = 120 \text{ kg/mm}^2$ ) väsimuspiir kuni 40% poleeritud proovikeha väsimuspiiriga võrreldes.

Eelnevast järelduvad ka laialdased võimalused detailide pinnakihtide mehaaniliseks, termokeemiliseks ja keemiliseks mõjutamiseks väsimustugevuse tõstmise eesmärgil.

Koormamise sageduse mõju väsimuspiirile õhus ei ole talviste sageduste juures (kuni 100 Hz) märgatav. Tundlikumad on aga metallid koormamise sagedusele ülepinge piirkonnas, samuti töötamisel korrodeerivates keskkondades.

Pausid koormamises võivad mõnel juhul vähesel määral tõsta purunemiseni talutud tsüklite arvu.

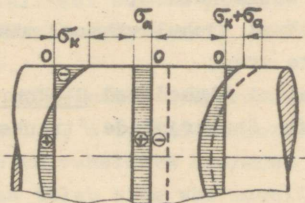
Teatud lühiajalised väsimuspiiri lähedased ülekoormused võivad samuti tõsta väsimustugevust (materjalide "trenneerimine" väikese ülekoormusega).

## 6. Tehnoloogilised võtted väsimustugevuse tõstmiseks

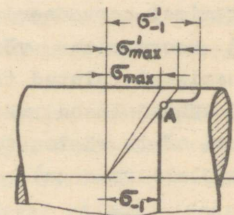
Kuna väsimuspurunemine saab alguse pinnakihis, siis on väsimustugevus eelkõige seotud pinnakihi omadustega.

Pinnakihi omadused kujunevad välja peamiselt detailide töötlemisel. Väsimustugevust mõjutavad siin nii detaili pinnamikrogeomeetria kui ka pingete jaotus pinnakihis. Detailide valmistamisel tekkinud töötlemisjäljed osutuvad, nagu varem märgitud, pingekontsentraatoriteks. Kõrgema pinnasile-dusega (lihvimine, poleerimine) kaasneb üldiselt ka väsimus-tugevuse tõus. Viimane on hästi märgatav just suurema tugevu-sega materjalide puhul.

Pingete jaotuse iseloomu pinnakihis tingivad töötlemisel esinenud plastilised deformatsioonid, kutsudes esile ka pinna-kihi kalestuse. Ebaühtlase plastilise deformatsiooni tõttu tekivad pinnakihis jääksurvepinged, mis võivad ulatuda mitmeküm-ne  $\text{kg/mm}^2$ . Jääksurvepinged, liitudes näit. väliskoormusest tingitud vahelduvate sümmeetriliste pingetega, loovad pinnaki-his negatiivse keskmise pingega asümmeetrilise pingetsükli. Negatiivse keskmise pinge korral on aga pingete piiramplituud suurem sümmeetrilise tsükli jaoks määratud väsimuspiirist. Joo-nisel 14 on skemaatiliselt kujutatud jääkpingete ja sümmeetri-lise tsükli pingete liitumine. Joonisel 15 on näidatud väsimus-



Joon. 14.



Joon. 15.

piirid detaili ristlõikes:  $\sigma_{-1}$  - südamikü väsimuspiir,  $\sigma_{-1}^i$  - kalestunud pinnakihi väsimuspiir. Kalestuse puudumisel te-

kiks pragu nimipingete  $\sigma_{\max}$  puhul (näitena on vaadeldud painet) pinnal. Kalestuse olemasolul tekib väsimuspurunemine aga alles niisuguste pinnal esinevate nimipingete  $\sigma'_{\max}$  korral, mis kalestunud mahu piiril (punktis A) kutsuvad esile südamiku väsimuspiiriga võrdse pinge.

Niisiis tingib detaili väsimustugevuse tõusu jääkpingete ning pinnakihi ja südamiku mehaaniliste omaduste muutumise koosmõju. Pingete kontsentratsiooni esinemisel on väsimustugevuse tõus suhteliselt suurem.

Üheks allikaks pinnakihi kalestumisele on lõiketöötlemisel esinevad plastilised deformatsioonid. Kalestatud kihi sügavust ja kalestuse suurust on järelikult võimalik mõjutada lõikerežiimi valikuga. Kuid pinnakihi kalestumist on otstarbekas esile kutsuda ka spetsiaalsete tehnoloogiliste võtetega. Selliste võtetena kasutatakse pinnakihi mehaanilist, termokeemilist või termilist töötlemist. Mehaanilistest võtetest nimetame haaveldamist, pinna tihendamist kiirelt pöörlevas võrus paiknevate terasrullidega (tsentrifugaaljõu toime), rullimist terasrullidega, hüdropoleerimist; termokeemilistest - tsementeerimist, nitreerimist, tsüaneerimist; termilistest - kõrgsagedusvooludega karastamist, leegiga karastamist, elektrikontaktkarastamist, gaasitsementeerimist.

Pinnakihi väsimustugevuse tõusu tagavad tekkivate jääksurvepingete tõttu ka mitmed mittegalvaanilised pinnakatted. Siin kasutatakse peamiselt aliteerimist, kroomimist, tsinkimist ja pindlegeerimist.

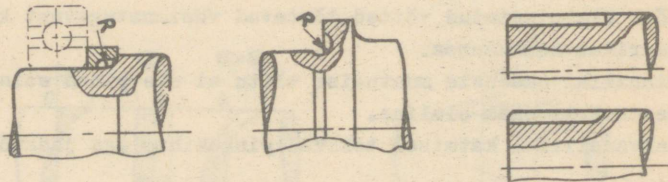
Kõik ülalnimetatud võtted tõstavad väsimustugevust ka korrodeerivas keskkonnas.

Pinnakihi omaduste muutumise tõttu ei ole pinna esialgne mikrogeomeetria enam oluline.

Galvaanilisel katmisel tekivad pinnakihis aga jääktõmbe- pinged.

## 7. Konstruktiivsed võtted väsimustugevuse tõstmiseks

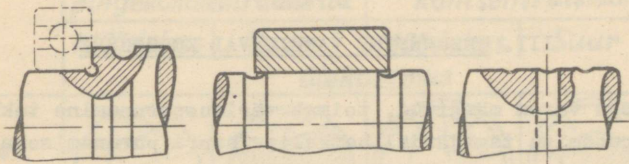
Üheks peamiseks detailide väsimustugevuse alanemise põhjuseks oli, nagu nägime, pingete kontsentratsioon. Vähendades pingete kontsentratsiooni, s. t. tagades detailis võimalikult ühtlasema pingejaotuse, on võimalik väsimustugevust tõsta. Mõnel juhul on seda lihtne teha, valides näiteks astmelistele detailidele või sisselõigete põhjadele küllalt suured siirderaadiused, kujundades naaberastmed lähedaste mõõtmetega vms. Kuid sageli on pingekontsentratori kuju rangelt ette määratud kontsentratorina esineva elemendi kindla ülesandega või ka kaasdetaili kujuga. Pingete ühtlasema jaotuse saamiseks kontsentratori piirkonnas tuleb sel juhul püüda lähendada naaberlade jäikusi. Selleks võib jäigemasse alasse kujundada täiendavaid nn. kontsentratsiooniärastuselemente (sisselõiked, sooned jms.). On näit. ammu teada, et keermetatud poldi väsimustugevus on kõrgem kui sama läbimõduga ja ühe, keerme mõõtmetele vastavate mõõtmetega ringsisselõikega poldi väsimustugevus. Samuti näiteks on hammasliite võlli väsimustugevus suurem ühe liistusoonega võlli väsimustugevusest. Joonisel 16 on esitatud näiteid suurema siirderaadiuse kasutamisest,



Joon. 16.

joonisel 17 aga mitmeid võtteid, mis vähendavad põhi-pingekontsentratori mõju. Pingete kontsentratsiooni ärastuse võtete kasutamisega tuleb aga olla küllaltki ettevaatlik. Nii

võib pingete kontsentratsiooni ärastuselement ümber jäotada või isegi hävitada seni pingete kontsentratsiooni alas esinenud jääksurvepinged. Teisest küljest on muidugi võimalusi



Joon. 17.

ka nende lisaelementide mõju tugevdamiseks. Nii võib näiteks täiendavalt kasutada eelmises punktis käsitletud tehnoloogilisi võtteid.

### III. PURUNEMINE VAHELDUVAL KOORMUSEL

Nagu varem märgitud, toimub väsimuspurunemine tekkinud praod arenemise tagajärjel hetkelise hapra purunemisena - väsimusmurruna.


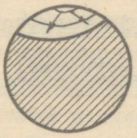

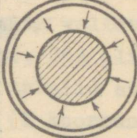

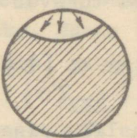

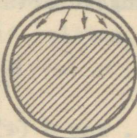
Väsimuspragu tekib detailis esinevate maksimaalsete pingete piirkonnas. Purunemine algab tavaliselt välispinnalt, mõnel juhul, näit. tsementeeritud või nitreeritud detailidel, aga pinnalähedastest aladest.

Väsimusprotsessi võib lühidalt iseloomustada järgmiselt. Struktuuri ja pingestuse ebaühtluse tõttu tekivad esimesed plastilised deformatsioonid nõrgemates ja ebasobivamalt orienteeritud terades. Seal toimuvad deformatsioonid, kalestumine ja pingete ümberjaotumine. Teatud küllaldase tsüklite arvu järel on nende suhteliselt nõrgemate terade plastilisus ja kales-tumisvõime ammendatud. See tingib üksikute kristalliidsiseste mikropragude tekkimise. Pragu osutub arenevaks siis, kui ta oma suurusjärgult ületab struktuuri tavalisi ebaühtlusi, s. t. kui kõrvuti asub küllaldane arv nõrgestunud teri, millede mikropraod ühinevad ning arenevad makropraoks. Makroprao kasv toimub nüüd järkjärgult kuni detaili lõpliku purunemiseni.

Nagu varem märgitud, avaldub väsimusprotsessi lõpp hetke-liselt toimuva hapra purunemisena - väsimusmurruna. Murru pinnal on eristatavad kaks iseloomulikku tsooni. Esimest, mis tekib väsimusprao järkjärgulisel levimisel ja mis on heledam, peenete-ralise ehitusega, nimetatakse väsimuspurunemise tsooniks, teist, millel on jämedakristalliline ehitus - staatilise e. lõpliku purunemise tsooniks. Lõplik purunemine toimubki momendil, mil detaili terveksjäänud ristlõige ei suuda taluda enam ka ühe-kordset koormust. Seega iseloomustab staatilise purunemise tsooni ulatus mõjunud koormuse suurust.

Väsimusmuru pilt annab võimaluse analüüsida murru põhju-

si. Joonisel 18 on esitatud iseloomulikumaid murrupilte. Väsimusprao tekkekoht - väsimuskolle - on leitav murrupinna

|                          | Makroskoopilise pingekontsentraatorita  |   | Kõrge pingete kontsentratsioon  |   |
|--------------------------|---|---|---|---|
|                          | Mõõdukas  | Suur  | Mõõdukas  | Suur  |
|                          | <i>ülekoormus</i>   |   |   |   |
| <i>Paine pöörlemisel</i> |  |  |  |  |
| <i>Tõmmesurve</i>        |  |  |  |  |

Joon. 18.

kõige siledamas osas. Kõrgete, samuti ka mõõdukate nimipingete, kuid kõrge pingete kontsentratsiooni korral võib leida mitu väsimuskollet. Joonisel on nooltega näidatud pragude arenemise suund alates väsimuskoldest, peenjoontega aga väsimuspragude järjestikused ulatused. Viirutatud ala kujutab lõpliku purunemise tsooni. Pingekontsentraator suurendab väsimusprao levimise kiirust detaili välispinna lähedal, mistõttu prao arenemise algul nõgusana esinev piirjoon muutub prao arenemisel kumeraks.

Väsimuspurunemine väände mõjul toimub enamikul juhtudel suurimate normaalpingetega määratud pinnas, s. t. detaili telje suhtes  $45^\circ$  nurga all.

Malmi väsimuspurunemise kohta võib märkida, et malmi struktuuri suure ebaühtluse tõttu algab nõrgemate komponentide purunemine suhteliselt varem. Kuid prao arenemine toimub aeglasemalt, sest üldine struktuuri ebaühtlus vähendab prao kui pingekontsentraatori mõju.



$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{piir}}}{n} \quad \text{või} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{piir}}}{n}, \quad (18)$$

kus  $n$  on varutegur.

Projekteerivaks arvutuseks, kus eesmärgiks on eelkõige detaili esialgsete mõõtmete määramine, peab arvutuslikes seostes teada olema lubatav pinge.

Varem, kui kasutatavate materjalide nomenklatuur oli väike ja teadmised detailide tugevuse hindamiseks olid tunduvalt pinnapealsemad, oli lubatavad pinged võimalik valida selkohastest universaalse kasutusala tabelitest. See oli lubatava pinge valik nn. tabelmeetodil. Sellised tabelid sisaldasid sageli näit. lubatavad pinged staatilise (I koormusjuht), pulseeriva (II koormusjuht) ja sümmeetrilise vahelduva koormuse (III koormusjuht) jaoks. Nende väärtused olid valitud, sõltumata materjali iseloomust, suhtega

$$[\sigma]_{\text{I}} : [\sigma]_{\text{II}} : [\sigma]_{\text{III}} = 3 : 2 : 1,$$

millele vastab varutegurite suhe

$$n_{\text{I}} : n_{\text{II}} : n_{\text{III}} = 1 : 2 : 3.$$

Tänapäeval võib tabelmeetodit kasutada vaid kitsalt piiritletud detailide ja materjalide valdkonnas. Lubatavate pingete või varutegurite tabelväärtusi on võimalik ja otstarbekas kasutada mingi kindla konstruktsiooniliigi puhul, kindlate materjalide juures (näit. tehase- või ametkonnasiseses ulatuses). Tabelmeetodi piiridesse mahuvad ka sellised riiklikkudes normides või tehnilistes tingimustes toodud lubatavad pinged või varutegurid, mis on määratud kindla metoodika järgi tehtavate arvutustega seoses (näit. trosside, pidurite, tõstekonksude, ülerõhu all töötavate seadmete, ehitusalaste neet- ja keeviskonstruktsioonide jne. kohta).

Varuteguri põhjendatumaks määramiseks üldjuhtudel on otstarbekas kasutada nn. diferentsiaalmeetodit. Nagu näitab nime tuski, toimub siin mõjuvate faktorite arvessevõtmine diferentseeritult. I. A. Odingu poolt väljatöötatud meetodi kohaselt leitakse varutegur üksikute osa-varutegurite korrutisena:

$$n = S_1 \cdot S_2 \cdot K \cdot M, \quad (19)$$

kus  $S_1$  arvestab materjalide usaldatavust,

$S_2$  - detaili vastutusrikkust, töötingimusi ,

K - arvutuse täpsust, s. o. arvutusskeemide, mõjuvate koormuste ja arvutusvõrrandite täpsust,

M - detailide ja proovikehade (või ka proovidel kasutatud detailide) mehaaniliste omaduste vastavust maksimaalsete pingete tsoonis.

Soovitavad osa-varutegurite väärtused: sepis- ja valts-detailidele  $S_1 = 1,05 - 1,10$ , valudetailidele  $S_1 = 1,15 - 1,20$ ;  $S_2 = 1,0 - 1,3$ ;  $K = 1,2 - 1,3$ ;  $M = 1,15$ . Nende maksimaalne korutus annab  $n = 2,2$ . Täpsemalolukorra hindamisel võib varuteguri väärtus olla kuni  $1,2 - 1,5$ .

Ohtlik pinge seoses (18) tuleb valida vastavalt olukorrale. Kui puuduvad andmed väsimuspiiride kohta, võib kasutada järgmisi empiirilisi seoseid ( $\sigma_b$  - tõmbetugevus):

paindel süsinikterastele ..... $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_b$ ;

legeeritud terastele .. $\sigma_{-1} \approx 0,35 \sigma_b + (7+12) \text{ kg/mm}^2$  ;

malmidele ..... $\sigma_{-1} \approx 0,45 \sigma_b$  ;

teraste väsimuspiir

pulseeriva tsükli

puhul ..... $\sigma_0 \approx 1,4 \sigma_{-1}$  ;

tõmbel-survel terastele ..... $\sigma_{-1} \approx 0,36 \sigma_b$  ;

$\sigma_0 \approx 1,4 \sigma_{-1}$  ;

väändel terastele ..... $\tau_{-1} \approx 0,22 \sigma_b$  ;

$\tau_0 \approx 0,3 \sigma_b$  .

Kui on kasutada ainult andmed väikeseläbimõõduliste proovikehade kohta, tuleb ohtlik pinge leida, kasutades varem toodud seoseid (efektiivse pingete kontsentratsiooni tegur, mastaabi tegur).

Juhul kui koormustsikkel on asümmeetriline, võib lubatava pinge leidmiseks kasutada asümmeetriliste tsükelite juures käsitletud piirpingete diagrammidega analoogilisi lubatavate pingete diagramme, mis on ehitatud eelneva alusel leitavate lubatavate pingete

$$\frac{\sigma_{-1}}{n} , \frac{\sigma_0}{n} , \frac{\sigma_b}{n_b} , \frac{\sigma_T}{n_T}$$

järgi.

## 2. Varuteguri leidmine kontrollarvutusel

Pärast projekteerivat arvutust, kui on selgunud projekteeritava detaili mõõtmed ja täpne kuju, tuleb teha kontrollarvutus. Siin leitakse varutegurid ohtlikes (enam koormatud) lõigetes ning kontrollitakse tingimuse

$$n \geq [n] \quad (20)$$

täitmist. Lubatav minimaalne varutegur  $[n]$  määratakse näit. seose (19) alusel.

### a. Varutegur lineaarses pingelukorras

Seose varuteguri leidmiseks saame piirpingete diagrammi alusel (joon. 19). Tõmmates lõigule AB paralleeljoone A'B', võib väita, et viimane on neid pingetsükleid kujutavate punktide geomeetiline koht, millede varutegur piirpingete suhtes  $n_\sigma = \text{const}$  (võrdleme jälle pingetsükleid, kus  $\sigma_a : \sigma_k = \text{const}$ ). Varutegur lõigu A'B' igale punktile vastava pingetsükli kohta

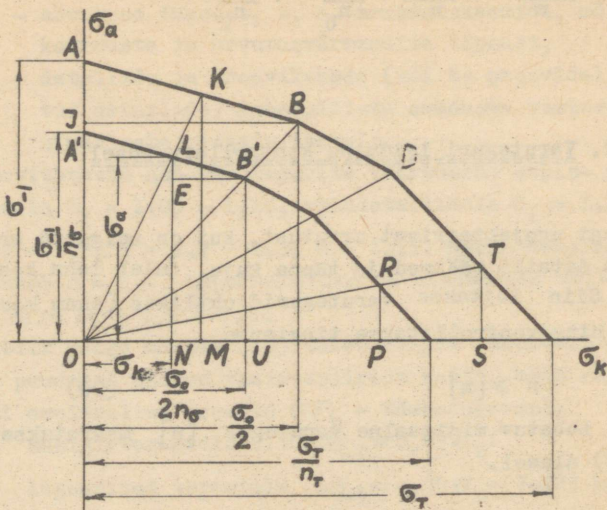
$$n_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{OM + MK}{ON + NL} = \frac{OM}{ON} = \frac{MK}{NL} = \frac{OK}{OL} .$$

Lõik

$$OA' = \frac{\sigma_{-1}}{n_\sigma} , \quad OU = \frac{\sigma_0}{2n_\sigma} \quad \text{jne.}$$

Varutegur voolavuspiiri suhtes (oluline diagrammi parempoolse osa kohta)

$$n_{T_\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{OS + ST}{OP + PR} = \frac{OT}{OR} .$$



Joon. 19.

Diagrammi vasakpoolse osa kohta saame sarnastest kolmnurkadest  $ABJ$  ja  $LB'E$ :

$$\frac{LE}{BB'} = \frac{AJ}{JB}$$

ehk

$$(\sigma_a - \frac{\sigma_0}{2n_\sigma}) : (\frac{\sigma_0}{2n_\sigma} - \sigma_k) = (\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}) : \frac{\sigma_0}{2},$$

millest

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \cdot \sigma_k} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_k} \quad (21)$$

Murru nimetajat võib vaadelda sümmeetriliseks redutseeritud asümmeetrilise tsükli pingena

$$(\sigma_a)_{red} = \psi_\sigma \sigma_k + \sigma_a.$$

Suurus

$$\psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

iseloomustab materjali tundlikkust koormuse astümmeetrilisuse suhtes. Pingete kontsentratsiooni ja absoluutsete mõõtmete mõju arvessevõtmiseks tuleb seosesse (21)  $\sigma_a$  asemele panna

tegelik amplituud  $\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a$ . Sel puhul saame:

$$n_{\sigma} = \frac{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_k}{\sigma_{-1}} = \frac{\sigma_{-1}}{(k_{\sigma})_D \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_k} \quad (22)$$

### b. Varutegur liitpinge olukorras

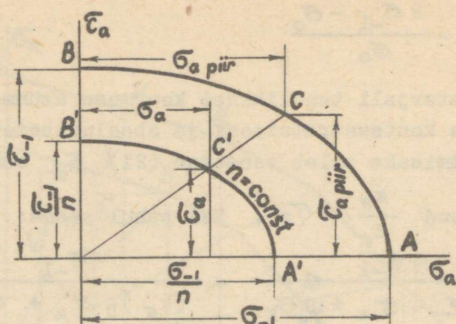
Varuteguri leidmiseks liitpinge olukorras lähtutakse sümmeetrilisel vahelduval koormusel saadud katseandmetest, millede kohaselt piirpingeid iseloomustavad punktid asetsevad ligikaudu ellipsi kaarel. Seega siis kõvera BCA kohta (joon. 20) kehtib:

$$\left( \frac{\sigma_a \text{ piir}}{\sigma_{-1}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_a \text{ piir}}{\tau_{-1}} \right)^2 = 1, \quad (24)$$

kus  $\sigma_a$  piir ja  $\tau_a$  piir on vastavate pingete piiramplituudid.

Analoogilist seost kasutatakse ka tangentsiaalpingete järgi arvutamisel:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_k} = \frac{\tau_{-1}}{(k_{\tau})_D \tau_a + \psi_{\tau} \tau_k} \quad (23)$$



Joon. 20.

Kõver B'C'A' kujutab aga pingeolukordi, millede kõikide puhul piirpingete suhtes  $n = \text{const}$ , s. t.

$$\frac{\sigma_{a \text{ piir}}}{\sigma_a} = \frac{\tau_{a \text{ piir}}}{\tau_a} = n.$$

Jagades seoses (24) esimese murru lugeja ja nimetaja  $\sigma_a$ -ga, teisel -  $\tau_a$ -ga ja võttes arvesse, et sümmeetrilise tsükli puhul lineaarses pingeolukorras [vt. v. (21),  $\sigma_k = 0$ ]

$$\frac{\sigma_i - 1}{\sigma_a} = n_\sigma$$

ja analoogiliselt ka

$$\frac{\tau_i - 1}{\tau_a} = n_\tau,$$

saame seosest (24), et

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (25)$$

Varutegurid  $n_\sigma$  ja  $n_\tau$  arvutatakse vastavalt seostele (22) ja (23).

## V. KONTAKTVÄSIMUS

Kõrgemates paarides toimub kontakt teatavasti punktis või joonel. Materjalide elastsuse tõttu esinevad kontakti piirkonnas deformatsioonid, mis pärast kontakt tegelikult toimub kokkupuutuvate kehade mõõtmega võrreldes väikestel pindadel. Nende pinnakeste lähedal valitseb materjalis ruumiline pingeolukord. Niisugustes tingimustes töötavad näiteks veerelaagrid, hammasrataste hambad, nukkmehhanismid jms. Pinged, mis ei põhjusta detailide tõhkõlbmatuks muutumist, osutuvad suhteliselt suureks, ulatudes terasdetailidel sageli 20 000 - 50 000 kg/cm<sup>2</sup>. Suurimad kontaktsurvepinged tekkivad kontaktpinna keskel. Kontaktpinna suuruse ja tekkivad pinged saab välja arvutada elastsusteooria alusel. Seejuures on eeldatud, et materjalid on isotroopsed ja homogeensed, et esinevad ainult elastsed deformatsioonid, et jõud mõjuvad kontaktpinnaga risti ja et kontaktpinna mõõtmed on kaaskehade kokkupuutepindade kõverusraadiustega võrreldes väga väikesed. Siin nimetatud detailidele on iseloomulik kontakti asukoha pidev muutumine - järelikult on need detailid koormatud vahelduvate kontaktpingetega. Vahelduvate kontaktpingete mõjul tekib ka siin väsimuspragu. Pragu tekib väga õhukeses pinnakihi, mille paksus ei ületa 15 kuni 25 mikromeetrit. Pragude väljudes välispinnale eralduvad pinnast ("murenevad välja") väikesed metalliosakesed. Sageli nimetatakse kontaktväsimuse nähtust veel pinnaväsimuseks, murenemiseks või ka pitinguks (ingl. pitting)<sup>1</sup>.

Kõvemapinnaliste, hapramate detailide puhul on kontakt-

---

1

Kulumisteoorias vaadeldakse kontaktväsimust kulumise eriliigina, nn. väsimuskulumisena.

väsimumuse nähtus alati progresseeruva iseloomuga. Juba vigastatud alad põhjustavad kohalike pingete suurenemist, töötav pindala on aga vähenenud. Seetõttu tegelikud pinged kontaktpindadel suurenevad ja väsimusprotsess areneb kiiresti edasi. Pindade suurema ulatusega vigastumise puhul tekivad soodsad võimalused plastilisteks deformatsioonideks ja järelikult ka kaasdetailide tööpindade kuju moonandumiseks.

Pehmemapinnaliste detailide puhul võib esineda nn. piiratud kontaktväsimus. Sel juhul on tegemist väsimusprotsessiga piiratud alades, mis lõpeb peale kaasdetailide tööpindade kohandumist suhteliselt lühikese aja järel. (Võib esineda ka olukordi, kus pinnast teatud sügavusel tekkivad pinged ületavad tavalise, ruumilise tugevuse väsimuspiiri. Sel juhul tekkinud väsimusprao arenemine kutsub esile tööpindade mahakihtumise.)

Tavaliselt neil juhtudel, kui tööpindade vahel puudub määrdeaine, kontaktväsimust ei täheldata, kuna kontaktväsimusest haaratud pinnad kuluvad enne, kui väsimuspragu jõuab areneda ning pinnal avalduda. Määrdeaine olemasolu aga soodustab kontaktväsimuse protsessi - määrdeaine tungib tekkinud praokestesse ning avaldab pragude sisemuses ja äärtel täiendavat survet. Ilmselt on kõrgema viskoossusega määrdeained seetõttu kontaktväsimuse seisukohalt eelistatavamad.

Suhtelise libisemise olemasolu kaasdetailide tööpindade vahel mõjutab samuti prao arenemist - hõõrdejõudude suund avaldab mõju tekkiva praori orientatsioonile ning mõjutab seega ka praori arenemist, soodustades või takistades määrdeaine tungimist tekkinud prakku.

Ka kontaktväsimuse puhul iseloomustab väsimuskõverat seos

$$\sigma^m_N = \text{const},$$

kus astmenäitaja  $m$  on väiksem ruumilisele väsimusele iseloomulikust astmenäitajast. Nii on näiteks veerelaagritele iseloomulik  $m = 3,33$ , hammasrataste hammastele  $m = 6$ . Kontaktväsimuse piiriks nimetame siin niisugust suurimat kontaktpinget, mis praktiliselt küllalt suure tsüklite arvu järel ei kutsu veel esile kontaktväsimuse nähtusi.

Kontaktpingete suurused leitakse nn. Hertzi valemitega. H. Hertzi poolt antud seoseid on arendatud ja edukalt inseneripraktikasse rakendatud A.N. Dinniku, N.M. Beljajevi jt. poolt.

Kahe kera kokkupuutel tekiv kontaktpind on määratud kokkupuuteringi raadiusega (joon. 21)

$$a = 1,109 \sqrt[3]{\frac{P \cdot \rho}{E}} \quad [\text{cm}] , \quad (26)$$

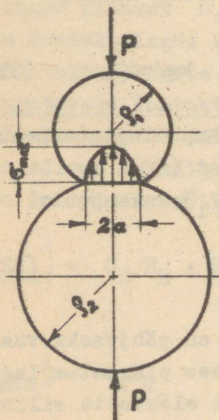
kus P on keradevaheline survejõud kg,

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad - \quad \text{taandatud kõverusraadius om,}$$

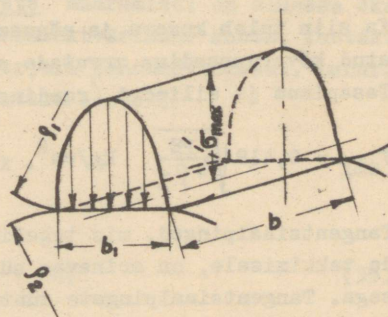
$\rho_1$  ja  $\rho_2$  - kerade raadiused om,

$$E = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad - \quad \text{taandatud elastsusmoodul kg/cm}^2,$$

$E_1$  ja  $E_2$  - kokkupuutuvate kerade materjalide elastsusmoodulid kg/cm<sup>2</sup>.



Joon. 21.



Joon. 22.

Suurim kontaktsurvepinge kokkupuuteringi keskel

$$\sigma_{\max} = \frac{3P}{2\pi a^2} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{PE^2}{\rho^2}} \text{ kg/cm}^2. \quad (27)$$

Kumera ja nõgusa sfäärilise pinna kokkupuutel arvutatakse taandatud kõverusraadius seosega

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}. \quad (28)$$

Tasapinna ja kera (raadiusega  $\rho_1$ ) kokkupuutel

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{PE^2}{\rho_1^2}} \text{ kg/cm}^2. \quad (29)$$

Kahe paralleelsete telgedega silindri kokkupuutel (joon. 22) tekib kontaktpind laiusena

$$b_1 = 3,04 \sqrt{\frac{P\rho}{bE}} \text{ cm}, \quad (30)$$

kus  $b$  on silindrite kokkupuutepinna pikkus cm.

Suurim kontaktsurvepinge kokkupuuteriba keskel

$$\sigma_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{bb_1} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b\rho}} \text{ kg/cm}^2. \quad (31)$$

Ka siin tuleb kumera ja nõgusa kokkupuutepinna puhul taandatud kõverusraadius arvutada seosest (28).

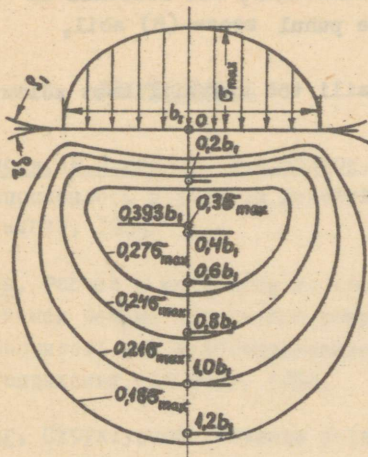
Tasapinna ja silindri (raadiusega  $\rho_1$ ) kokkupuutel

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b\rho_1}} \text{ kg/cm}^2. \quad (32)$$

Tangentsiaalpinged, mis tegelikult on põhjuseks väsimuspragude tekkimisele, on erinevas sügavuses pinnast erineva suurusega. Tangentsiaalpingete muutumist elastsete silindrite kokkupuutes illustreerib joon. 23. Nagu selgub, tekivad suurimad tangentsiaalpinged pinnast  $0,393 b_1$  sügavuses; nende väärtuseks on

$$\tau_{\max} = 0,3\sigma_{\max}$$

(33)



Joon. 23.

Ringikujulise kontaktpinna puhul asuvad suurimad tangentiaalpinged pinnast 0,5a sügavuses. Seose (33) kohaselt võib esitada kontaktpinged kõikide toodud juhtude jaoks ka suurimate kontaktnihkepinglete näol.

Lubatavate kontaktpingete määramisel on aluseks eksperimentaalselt kogutud andmed kontaktväsimuse kohta. Kontaktväsimuspiir sõltub eelkõige materjali pinnakõvadusest. Lubatavate pingete leidmiseks võib kasutada seoseid

$$[\sigma_{\max}] = C_B H_B \cdot k_T \cdot k \quad (34)$$

või

$$[\sigma_{\max}] = C_R H_{R_0} \cdot k_T \cdot k, \quad (35)$$

kus  $H_B$  ja  $H_{R_0}$  on vastavalt Brinelli ja Rockwelli kõvadus,

- $C_B$  ja  $C_R$  - materjalist ja selle termilisest töötlemisest sõltuvad tegurid,
- $k_T$  - režiimitegur, mis leitakse ka kontaktväsimuse puhul seose (8) abil,
- $k$  - detaili töö spetsiifikast sõltuv tegur.

## VI. KIRJANDUS

1. С.В.Серенсен, В.П.Когаев, Л.А.Козлов, Р.М.Шнейдерович, Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность, Машгиз, 1954.
2. Л.А.Козлов, Расчет и испытание на прочность при неустановившемся режиме переменной напряженности, когитикус Прочность при неустановившихся режимах переменных напряжений, АН СССР, 1954.
3. И.А. Одинг, Структурные признаки усталости металлов как средство установления причин аварий машин, АН СССР, 1949.
4. С.И. Рагнер, Разрушение при повторных нагрузках, Обопонгиз, 1959.
5. В.И.Лихтман, П.А.Ребиндер, Г.В.Карпенко, Влияние поверхностно-активной среды на процессы деформации металлов, АН СССР, 1954.
6. В.А.Добровольский, К.И.Заблонский, С.Л.Мак, А.С.Радчик, Л.Б.Эрлих, Детали машин, Машгиз, 1959.

## Sisukord

lk.

|   |    |
|---|----|
| Sissejuhatus .....  | 3  |
| I. Metallide tugevus vahelduval koormusel .....                   | 5  |
| 1. Põhimõisteid vahelduvalt koormusest .....                      | 5  |
| 2. Väsimuspiir .....  | 8  |
| 3. Väsimustugevus muutuval režiimil .....                         | 11 |
| 4. Väsimustugevus asümmeetrilisel koormustsüklil .....            | 13 |
| II. Väsimustugevust mõjutavad tegurid .....                       | 15 |
| 1. Pingete kontsentratsioon .....                                 | 15 |
| 2. Ristlõike absoluutsete mõõtmete mõju .....                     | 18 |
| 3. Väliskeskonna mõju .....                                       | 20 |
| 4. Keskkonna temperatuuri mõju .....                              | 22 |
| 5. Mõnedest teistest väsimustugevust mõjutavatest teguritest..... | 23 |
| 6. Tehnoloogilised võtted väsimustugevuse tõstmiseks .....        | 24 |
| 7. Konstruktiivsed võtted väsimustugevuse tõstmiseks .....        | 26 |
| III. Purunemine vahelduval koormusel .....                        | 28 |
| IV. Lubatava pinge ja varuteguri määramine .....                  | 30 |
| 1. Lubatav pinge ja varutegur projekteerival arvutusel .....      | 30 |
| 2. Varuteguri leidmine kontrollarvutusel .....                    | 33 |
| a. Varutegur lineaarses pingeolukorras ....                       | 33 |
| b. Varutegur liitpinge olukorras .....                            | 35 |
| V. Kontaktväsimus.....  | 37 |
| VI. Kirjandus .....   | 43 |

TÜ RAAMATUKOGU



10300014782454

Hind 10 kop.

A

25779