LATVIJAS UNIVERSITATES MĀCĪBAS GRĀMATU SERIJA
Nr. 10

MAŠINU ELEMENTI

Dr. ing. A. DELVIGS
Latvijas Universitates profesors

RĪGĀ 1939
LATVIJAS UNIVERSITATE

5178 Iespiedusi L. Audzes grāmatu spiestuve Rīgā, Tērbatas ielā 50; tālr. 98333
Klišejas izgatavojusi F. Vītuma cinkografija Rīgā, Matīsa ielā 57; tālr. 93080

Priekšvārds.

Šis darbs domāts pirmā kārtā kā mācības grāmata Universitates studentiem, un šis apstāklis noteica tajā iztirzātās vielas apjomu un apstrādāšanas veidu. No ārkārtīgi plašā un daudzpusīgā materiala, ko techniskā literatura ietilpina mašinu elementu disciplinā un kas sastāv no vairākām mazāk vai vairāk patstāvīgām, savstarpēji gandrīz nesaistītām nozarēm, esmu izvēlējies no teoretiski pedagoģiskā viedokļa svarīgākās un tās apstrādājis galvenā kārtā teoretiskā ziņā saskaņā ar tām prasībām, kādas var uzstādīt augstskolas studentam.

Lai pārāk neattālinātos no prakses vajadzībām, esmu centies iztikt ar iespējami vienkāršiem matematikas un mechanikas līdzekļiem, nekur neizejot no tiem rāmjiem, kādi vilkti šīm disciplinām technisko fakultatu kursos; tā paša iemesla dēļ kustīgo elementu aprēķini nav izdarīti no dinamiskā, bet vienkāršākā un praksē līdz šim gandrīz vienmēr pieņemtā statiskā viedokļa. Aprēķinu saskaņošanai ar īstenību esmu devis, kur vien tas bija iespējams, praktiskus koeficientus un norādijumus. Teoretisko prātojumu un aprēķinu labākas izpratnes dēļ zīmējumi pa lielākai daļai izveidoti schematiski vai pusschematiski, jo orientēties konstruktivos zīmējumos gandrīz vienmēr nesalīdzinami grūtāk, it sevišķi iesācējam.

Grāmata nevar un nepretendē būt par mašinu elementu konstrukciju rokas grāmatu vārda plašākajā nozīmē. Tādu radīt es nevarēju un nevēlējos vairāku iemeslu dēļ. Tiešām noderīga un vispusīga rokas grāmata vairākkārt pārsniegtu šī darba apjomu un prasītu milzīgu dārgu konstruktivo zīmējumu un praktisko datu tabulu daudzumu. Konstrukcijas pa lielākai daļai jau pēc relativi īsa laika novecotos; tas pats patlaban attiecas arī uz datu tabulām, kamēr pasaulē daļu standartizacijas darbs nav kaut daudz maz noslēgts un kamēr Latvijā standarti atrodas vēl izveidošanās stadijā.

Dziļu pateicību esmu parādā saviem kollegām prof. Dr. E. Āboliņam, prof. Dr. O. Habermanim un cand. phil. O. Neilandam, kas skatija cauri manuskriptu un deva man vērtīgus aizrādijumus, kā arī manam subasistentam A. Šenfeldam par priekšzīmīgu zīmējumu izpildīšanu.

Rīgā, 1938. g. junijā.

AUTORS.

SATURS.

I. IEVADS Lpp.

Apstākļi, kas jāievēro mašinu un to daļu konstruēšanā 3
Pielaižamie spriegumi mašinbūvniecībā 12
Daļu pielāgošana 16
DIN pielāgojumu sistemas 20
ISA pielāgojumu sistema 24
Vispārīgi aizrādijumi par konstruēšanu un aprēķinu 29

II. MAŠINU ELEMENTU KLASIFIKACIJA UN ĶĪĻU SAVIENOJUMI

Savienojumi ar un bez priekšspriegumiem 34
Ķīļu savienojumu sadalijums 35
Šķērsķīļu savienojumi 37
Šķērsķīļu savienojumu aprēķins 42
Aprēķins konstantas slodzes gadijumā 42
Aprēķins mainīgas slodzes gadijumā 45
Aprēķins čaulai ar konveida urbumu 48
Virzuļa kāta aprēķins 50
Daži dati par pielaižamiem spriegumiem ķīļu savienojumos 51
Sadalītie ķīļi 52
Regulēšanas ķīļu aprēķins 53
Garenķīļi 53
Tangencialķīļi 59
Ierievji 60
Tapas 62

III. SKRŪVES UN SKRŪVJU SAVIENOJUMI

Vispārīgi konstruktivi un teoretiski aizrādijumi 65
Nostiprināšanas (savienošanas) skrūves un skrūvju sistemas 70
Whitworth'a sistema 70
Whitworth'a cauruļvītne 72
Whitworth'a smalkvītnes 74
Metriskā (SI) vītņu sistema 75
Lōwenherz'a vītne 76
U. S. St. (Sellers'a) vītņu sistema 76
Speciali vītņu profili 77
Darba skrūvju vītņu profili 77
Plakanā vītne 77

Trapezvītne 78
Zāģvītne 79
Apaļvītne 80
Nostiprināšanas skrūvju konstruktivā izveidošana 80
Uzgriežņi 82
Skrūvju galvas 88
Pamatskrūves un enkurskrūves 90
Nostiprināšanas skrūvju galvenās konstruktivās formas 92
Galvas skrūve 92
Bultskrūve 93
Tapu skrūve 94
Paplaknes 96
Skrūvju atslēgas 96
Uzgriežņu nodrošināšana pret atskrūvēšanos 98
Skrūves teorija 101
Spēki un lietderības reizuļi 101
Pašbremzētājas skrūves 104
Skrūvju aprēķins 106
Skrūvi pievelk bez slodzes; vēlākā slodze aksiala 107
Skrūvi pievelk ar slodzi; slodze aprobežota 108
Skrūvi pievelk ar slodzi; slodze var pieaugt neaprobežoti 111
Nostiprināšanas skrūvju praktiskais aprēķins 115
Daži dati par blīviem savienojumiem 117
Skrūve, kurā iedarbojas arī šķērsspēki 119
Dažas piezīmes pie darba skrūvju (speciali ceļamskrūves) aprēķina 121

IV. KNIEŽU SAVIENOJUMI

Kniedēšana 133
Kniežu materials 135
Kniežu caurmēri un formas 136
Kniežu caurumu izveidošana 137
Kniežu un to savienojumu klasifikacija 139
Savienojumu noblīvēšana 141
Kniežu savienojumu izveidošanas un aprēķina pamati 141
Spēkus pārnes ar berzes palīdzību 142
Apstākļi, kas iespaido īpatnējās slīdes pretestības vērtību 145
Spēkus pārnes ar kniežu cirpes pretestību un virsmas spiedi 149
Pierādijumi τ_{kn} *un p sadalīšanas likumiem* 152
Kniežu šuvju stiprības aprēķina pamati 158
Stiprības nolīdzinājumi 159
Stipri blīvie savienojumi 164
Tvaika katli un to kniežu savienojumi 164
Cilindriskā katla sienu aprēķins 165
Katlu šuves 169
Pārlaidu šuves 171
Salaidu šuves 172
Vispārējā tvaika katla stiprības aprēķina gaita 173
Šuvju stiprības kontroles 174

Daži konstruktīvi aizrādījumi 178
Stacionārie liesmu cauruļu katli un to daļas 180
Liesmu caurules 180
Saustvaiķis 183
Līdējlūkas 184
Katlu dibeni 185
Blīvie savienojumi 189
Spiediens uz rezervuara sienām 192
Rezervuaru konstrukcija 192
Četrstūraini rezervuari ar plakanām sienām 192
Apaļi rezervuari 194
Apaļu rezervuaru sienu biezuma aprēķina pamati: spriegumi sienās . . . 196
Izturīgie (stiprie) savienojumi 201

V. PĀRVADI; KLASIFIKACIJA UN PĀRVADI AR ELASTĪGU SAITI

Pārvadu klasifikācija 209
Pārvadi ar tiešu momentu pārnešanu 209
Pārvadi ar elastīgu starpelementu (saiti) 213
Galvenie vispārējie lielumi pārvadu teorijā 215
Siksnu pārvadi 217
Siksnas 219
Ādas siksnas 219
Specialas siksnu formas 221
Lieces spriegumi ādā, siksnai apvijoties ap skriemeli 222
Āda un Hook'a likums 223
Tekstilauduma un impregnētas siksnas 226
Gumijas ķīļsiksnas 228
Siksnu galu savienošana; slēdži 230
Siksnu pārvadu iekārtojums 236
Atklātie pārvadi 236
Krustotie pārvadi 238
Leņķu pārvadi 239
Leņķu pārvadi ar vadrulļiem 242
Izslēdzamie siksnu pārvadi 244
Maiņpārvadi 247
Pārvadi ar mainīgu dzītās vārpstas ātrumu (variatori) 248
Siksnas teoretiskais garums 250
Dzinējvārpstas ritu skaits variatoros 251
Siksnas pārvada teorija. Spēki resp. spriegumi siksnā 252
Pārvads miera stāvoklī. Priekšspriegumi 252
Pārvads tukšgaitā 262
Pārvads darba gaitā; ātrums mazs, centrifugalspēki neievērojami 268
Pārvads darba gaitā; ātrums liels, centrifugalspēki jāievēro 273
Siksnas slīde pa skriemeli darba gaitā. Robežnoteikums siksnas šļūkšanas novēršanai 277
Sakarības starp spēkiem siksnas daļās un aploces spēku 285
Dažas piezīmes par berzes koeficientu μ starp siksnu un skriemeli 286
Siksnu aprēķins 292

Daži praktiski dati par siksnu pārvadiem 297
Speciali pārvadi mazam asu atstatumam vai ļoti lielam (resp. mazam) pārnesuma skaitlim 301
Ķīļsiksnu pārvadi 301
Leniks pārvadi 303
Zaudējumi siksnas pārvadā; lietderības reizulis 306
Siksnu skriemeļi 311
Skriemeļu stiprības aprēķini 317
Virvju pārvadi 322

VI. TRANSMISIJU DAĻAS: VĀRPSTAS UN ASIS; SAJŪGI

Vārpstas un asis 333
Vārpstu materials un forma 334
Transmisiju vārpstu aprēķins 338
Vērpes aprēķins 338
Lieces spriegumi 339
Saliktās pretestības kontrole 341
Vārpstu deformacijas 342
Lieces deformacijas 343
Cirkularās deformacijas (savērpšanās) 344
Atstatumi starp gultņiem 345
Daži transmisiju detaļi 347
Atturgredzeni 347
Gultņu stativi 352
Sajūgi 353
Sajūgu klasifikacija 353
Cietie sajūgi 354
Ripu sajūgs 354
Uzmavu (čaulu) sajūgi 357
Kustīgie sajūgi 359
Izplešanās sajūgi 359
Elastīgie sajūgi 359
Universalsajūgi (kardansajūgi, kardanšarniri) 359
Izslēdzamie sajūgi 361
Zobu sajūgi 361
Berzes sajūgi 362
Ripu sajūgi 362
Koniskie sajūgi 363
Kluču sajūgi 364
Atsperu sajūgi 364
Sajūgi automatiskai darbībai 365
Sajūgu iedarbināšana 366
Berzes virsmu veidķermeņu materiali 367
Daži praktiski dati par berzes sajūgiem 368
Berzes sajūga iedarbināšanai nepieciešamais aksialais spēks uzmavā . . . 369

VII. RĒDZES UN GULTŅI

Rēdžu un gultņu klasifikacija 373
Eļļošanas teorija 376
Berze 376
Viskozitate 378
Īss pārskats par eļļošanas materialiem 382
Šķidrās berzes hidrodinamiskie pamati 385
Praktiskie secinājumi; spraugas forma 395
Taisnas, šķērsvirzienā bezgalīgi dziļas ķīļveida spraugas pētīšana 398
Spiedieni 398
Nesējspēja P/b 402
Ekscentricitate 404
Berzes pretestība R/b un šķidrās berzes koeficients μ 404
Caurplūstošais eļļas daudzums Q/b, attīstītais siltuma daudzums $W_{R/b}$ *un eļļas temperaturas pieaugums* Δt 406
Mainīgās viskozitates iespaids 409
Spraugas galīgā dziļuma b iespaids 410
Ieplūdes šķautnes noapaļojuma iespaids 411
Segmentgultņi (aksialie) 412
Īss pārskats par radialgultņu eļļošanas teorijas pamatiem 415
Pamatnolīdzinājumi un spiedieni 417
Nesējspēja P/l un tās virziens 425
Berzes pretestība R/l un berzes koeficients μ 427
Tabulas praktiskai lietošanai 429
Gultņa galīgā garuma l iespaids 432
Tabulu praktiskā lietošana. Rēdzes centra ceļš 433
Berzes zaudējumi un gultņa temperatura 437
Dažas praktiskas ziņas par pielaižamiem temperaturas pieaugumiem gultņos Δt *un par mākslīgo dzesēšanu* 441
Hidrodinamiskās eļļošanas teorijas saskaņa ar īstenību. Spraugu platumi (spēles), virsmu nelīdzenumi, deformacijas u. t. t. 443
Gultņu materiali 452
Pussķidrā berze 454
Parastie (elementarie) rēdžu un gultņu aprēķini 456
Radialgultņi 456
Aksialgultņi 461
Īss pārskats par praktiskiem eļļošanas paņēmieniem un ierīcēm 465
Eļļošana ar šķidru eļļu 465
Eļļošana ar vienreizēju nelielu eļļas daudzumu izmantošanu 465
Eļļošana ar cirkulējošu eļļu 468
Eļļošana ar konsistentiem taukiem 473
Eļļas sadalīšana spraugā starp gultni un rēdzi. Rievas 474
Eļļas novadīšana no gultņa ieliktņiem un eļļas zaudējumu novēršana gultņos ar eļļas cirkulaciju 478
Daži vārdi par radialgultņu galvenām konstruktīvām formām un stiprības aprēķinu 480
Nomy gultņi 483
Gultņa stiprības kontrole 484
Velšanās gultņi 486

Lodīšu gultņi 487
Lodīšu radialgultņu veidi 488
Lodīšu aksialgultņu veidi 490
Īss pārskats par lodīšu gultņu teoriju un aprēķiniem 492
Lodīšu gultņu teoretiskais aprēķins 496
Lodīšu gultņu praktiskais aprēķins 499
Rullīšu gultņi 502
Rullīšu gultņu specializveidojumi 504
Rullīšu gultņu teorija un aprēķins 506
Berze velšanās gultņos 508
Daži vārdi par velšanās gultņu montažu, apkalpošanu u. t. t. 511

VIII. CILINDRISKIE ZOBRATI AR TAISNIEM ZOBIEM

Pirmā daļa

Klasifikacija 515
Geometriski kinematiskā teorija 517
Galvenais sazobes kinematikas likums 518
Zobratu tehnikā lietojamie lielumi un apzīmējumi 521
Skaitliskie dati zobu galvenajām dimensijām 525
Zobu flanku līniju un sazobes līnijas ģeometriskās konstrukcijas 527
Sazobes teoretiskā puse un lielumi; komplekti; pārsegumi 533
Spēki starp zobiem sazobes laikā 537
Cikliskās līknes 538
Cikloidalā sazobe 545
Ārējā sazobe 545
Zobstienis 548
Iekšējā sazobe 548
Ritinamo aploču (R) radiju ρ vērtību iespaidi 548
Kājas flankas nedarbīgās daļas izveidošana 551
Pārsegums ε cikloidalai sazobei 553
Cikloidalās sazobes priekšrocības un trūkumi 555
Specialas sazobes 556
Punktu sazobe (vienpunkta un divpunktu) 556
Tapu sazobe 557
Evolventu sazobe 562
Sazobes pamati 562
Sazobes leņķa iespaids 565
Pārsegums ε 566
Zobu profili 568
Asu atstatuma maiņa 571
Evolventu zobratu komplekti 574
Zobu stienis 574
Iekšējā sazobe 577
Pārseguma ε analitiska noteikšana un izpētīšana zobratiem bez apakšgriezuma 579
zobrati bez asu pārbīdes (T=V) 579
zobrati ar asu pārbīdi (T≠V) 586
Analitiskie noteikumi, kas jāpilda, lai nerastos apakšgriezumi 590
Ārējā sazobe 590

Iekšējā sazobe 595
Zobu izveidošanas paņēmieni 598
Formpaņēmieni 599
Novelšanas paņēmieni 602
Zobu ēvelēšana pēc novelšanas paņēmiena 603
Zobu frēzēšana pēc novelšanas paņēmiena 608
Zobu slīpēšana pēc novelšanas paņēmiena 610
Novelšanas paņēmienu galvenās priekšrocības 611
Zobu relacijas profils un profilaina 612
Evolventu sazobes korrekturas 614
Apakšgriezumu novēršana. Robežzobskaiti 614
Korriģētie un nekorriģētie zobrati un pārvadi 618
Nullrati un nullpārvadi 619
Korriģētie jeb V rati 622
No korriģētiem V ratiem sastādītie pārvadi 627
V0 pārvadi 627
V pārvadi 633
Flanku spēle un asu atbīde 637
Amerikaņu jauktā sazobe 639

IX. CILINDRISKIE ZOBRATI AR TAISNIEM ZOBIEM

Otrā daļa

Aprēķins un konstruktivā izveidošana 641
Daži praktiski dati 641
Lietderības reizuļi η 641
Pārnesuma skaitlis $i = z_1/z_2$ 642
Minimalais zobu skaits 643
Zobratu materiali 643
Konstruktivie aprēķini cilindriskiem zobratiem ar taisniem zobiem 645
Pārvadu un to aprēķinu veidi 645
Zobu stiprības aprēķins liecei 646
Zobu aprēķins virsmas spiedei 655
Teoretiskie pamati 655
Reducētā radija ρ *analitiska noteikšana* 663
Zobrata modula noteikšana 665
Papildinājums. Zobu aprēķins virsmas spiedei, izejot no reducētiem lieces radijiem punktos K_2 *un A* 666
Zobu berzes darbs; sasilšana un zobu dilšana 671
Teoretiskā izpētīšana 671
Siltuma novadīšana un sasilšanas kontrole 677
Zobu dilšanas raksturojuma līknes ārējai evolventu sazobei (ar $\varepsilon = 1$*)* . . . 679
Zobratu galvenie konstruktivie dati 681
Dati ātrskrejošo zobratu izveidošanai 688
Zobrati ar koka zobiem 691

X. CILINDRISKIE ZOBRATI AR SLĪPIEM ZOBIEM (SKRŪVRATI AR PARALLELĀM ASĪM)

Evolventu zobu forma, slīpums un sazobes apstākļi transversalgriezumos . . . 694
Pārsegums . . . 698
Skrūvratu priekšrocības . . . 700
Spēki skrūvratu pārvadā un sazobes leņķis normalgriezumā α_n . . . 701
Zobu dimensijas un sazobes lielumi normalgriezumā . . . 703
Asu atstatumi nekorrigētam pārvadam . . . 708
Īsas ziņas par zobratu ar slīpiem zobiem apstrādāšanu . . . 708
Korrekturas zobratiem ar slīpiem zobiem . . . 711
Korrigētie pārvadi . . . 715
Konstruktivie aprēķini zobratiem ar slīpiem zobiem . . . 716
Zobu stiprības aprēķins liecei . . . 716
Zobu aprēķins virsmas spiedei . . . 718

XI. KONISKIE ZOBRATI

Vispārējā teorija, pārnesums, planrats, zobu flankas un konturas . . . 721
Sazobes apstākļu tuvīnā izpētīšana zobratiem ar taisniem zobiem . . . 726
Daži zobratu konstruktivie izmēri . . . 730
Konisko zobratu korrekturas un apakšgriezumu novēršana . . . 731
Konisko zobratu izveidošana . . . 737
Pārnesuma skaitļi. Konisko zobratu trūkumi . . . 739
Spēki konisko zobratu pārvadā . . . 740
Konisko zobratu konstruktivie aprēķini . . . 742

XII. GLIEMEŽPĀRVADI AR CILINDRISKIEM GLIEMEŽIEM

Vispārējā teorija, pārnesums, sazobes lielumi un sazobes apstākļi dažādos griezumos . . . 747
Gliemezis . . . 753
Gliemežrats . . . 757
Galvenās dimensijas . . . 757
Gliemežrata izgatavošana . . . 759
Sazobes apstākļi un zobu forma gliemeža meridionalgriezumos . . . 761
Pārsegums ε . . . 764
Gliemežpārvadu korrekturas . . . 764
Spēki starp zobiem gliemežpārvadā . . . 767
Spēki un momenti, kas iespaido gliemežpārvada gultņus un vārpstas . . . 773
Īsi aizrādījumi par gliemežpārvada daļu izveidojumu un vārpstu stiprības kontroli 777
Gliemežpārvada lietderības reizuļi. Berze starp flankām . . . 779
Gliemežpārvados lietojamie materiali . . . 786
Gliemežpārvada konstruktivie aprēķini (modula, resp. dalījuma noteikšana) 786
Daži praktiski dati par gliemeža izveidošanu . . . 792

Svarīgāko vārdu saraksts . . . 977

I. Ievads.

Aplūkojot tagadējās technikas sasniegumus, pat ikkatram nespecialistam droši vien dursies acīs tur lietojamo un producējamo mechanismu un mašinu daudzums un dažādība, kas jau lielā mērā atvietojušas cilvēka un dzīvnieku darbu ne tikai rūpniecībā, bet arī transportā, lauksaimniecībā, kalnrūpniecībā, mežsaimniecībā, pat mājturībā u. t. t., un kuru daudzumā orientēties liekas pārāk grūta lieta. Tā tas arī būtu, ja katra mašina būtu konstruēta, pamatojoties uz cita principa, un sastāvētu tikai no vienai mašinai individuali raksturīgām daļām. Bet, analizējot tuvāk mašinas, redzam, ka lieta ir daudz vienkāršāka: daudzas svarīgas daļas vai daļu grupas atkārtojas viskomplicētākos mechanismos un varbūt tikai nedaudz atšķiras konstruktivā izveidojumā, paturot tomēr savas raksturīgās īpašības un darbības principus (piem., skrūve, gultnis). Šādas raksturīgās mašinu daļas vai daļu grupas mēs varētu nosaukt par mašinu elementiem; pati mašina vai mechanisms tad būtu šādu mašinelementu planveidīgs kombinējums jeb agregats, kurā atsevišķiem elementiem jādarbojas saskanīgi, lai mašinai uzstādīto mērķi vislabāk sasniegtu.

Pieejot mašinai no šāda analitiska viedokļa, mēs ārkārtīgi atvieglinam sev ne tikai orientēšanos komplicētāku mechanismu gadijumos, bet arī šādu mechanismu jaunkonstruēšanas darbu; pareizāk pat būtu teikt, ka gandrīz vienmēr tikai ar mašinu sadalīšanu elementos top iespējams to aprēķins un konstrukcija. Neapšaubami, ka teoretiski pareizāks ceļš būtu aptvert aprēķinos mechanismu visumā un arī konstruktivā darbā visu laiku paturēt vērā mechanismu kā nedalamu vienību; bet no šāda ideala stāvokļa mēs esam, diemžēl, vēl ārkārtīgi tālu, un jāšaubas, vai ar mūsu galu galā tomēr stipri aprobežotiem matematikas un mechanikas līdzekļiem mēs vispārīgi kādreiz viņam daudz tuvāk tiksim. Pagaidām mēs esam spiesti mūsu konstruktivā darbā agrāk vai vēlāk sadalīt katru komplicētāku mašinu atsevišķās

daļās, elementos, kurus aprēķinam un konstruējam kā zinamā mērā patstāvīgas vienības, un tad mēģinam sakombinēt un saskaņot viņas tā, lai mašina kā agregats vislabāk atbilstu viņai uzstādītam mērķim. Puslīdz skaidrs, ka tāds ceļš bez kompromisiem vienā otrā vietā nav iespējams, un ka arī laimes faktoram šeit piešķirama ne pārāk maza loma; bet, diemžēl, ļoti bieži labāka ceļa nav.

Jau arī tā, kā turpmāk redzēsim, pat vienkāršu elementu aprēķināšana pa lielākai daļai ir tikai stipri tuvīna un nenoteikta. Tomēr skaidrs ir tas, ka katra techniķa — konstruktora — p a m a t d a r b s ir šo elementu aprēķināšana un konstruēšana, jo pie tiem viņš vienmēr spiests galu galā atgriezties, lai ko viņš konstruētu. Tādēļ arī saprotams, ka topošā konstruktora technisko apmācību iesāk, iepazīstinot viņu ar mašinu elementiem, to konstruēšanas paņēmieniem un darbības principiem.

Apstākļi, kas jāievēro mašinu un to daļu konstruēšanā.

Izveidojot kādu mašinu vai tās daļas, vienmēr jāpatur prātā vairāki apstākļi, no kuriem svarīgākie ir:

a) konstrukcijas izturība un darbības drošība;
b) izgatavošanas, transporta un vēlākās apkalpošanas iespēja un ērtība;
c) iespējami lētāka pašizmaksa un patīkamāks ārējais izskats.

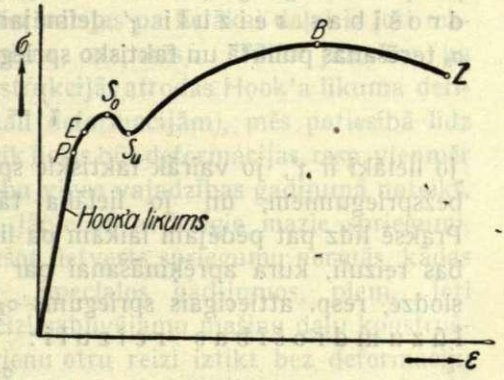
Piezīmes pie a): izturība, darbības drošība.

Mašinas un to daļas jāveido tā, lai viņas nebojātos, pārāk nedeformētos, nesasiltu un nenolietotos darbā. Attiecīgie norādījumi un aprēķini ir mašinelementu kursa galvenais saturs.

Deformacijas, drošības skaitļi. Tā ka visi tehniskie stiprības jeb izturības aprēķini cieši saistīti ar jautājumu par deformacijām, ļoti bieži gan apslēptā veidā, tad nebūs lieki aplūkot pašā sākumā šo jautājumu īsā, vispārējā veidā.

Nevienā mašinas daļā normali nav pielaižamas kaut cik ievērojamas paliekošas deformacijas (atskaitot speciali šim nolūkam konstruētās daļās, piem., blīvējumos); kur tādas notiek, daļa jāuzskata par nederīgu tālākai darbībai, jo viņa ātrā laikā neapšaubami ies bojā un bez tam ļoti bieži radīs arī citu daļu bojājumus.

Kā zinams no stiprības mācības un materialu izmēģināšanas kursiem, materialu deformacijas rodas no spriegumiem, pie kam starp spriegumiem un deformacijām pastāv (katram materialam gan skaitliski īpatnēja) funkcionala sakarība, kuru vispārīgā veidā varētu attēlot ar diagrammu (1. zīm.).



Svarīgākie diagrammas punkti:

P — proporcionalitates robeža;
E — elastības (atsperības) robeža;
S_o — augšējā tecēšanas robeža;
S_u — apakšējā tecēšanas robeža;
B — maksimalās (grāvējas) slodzes [lūzumpretestības] punkts;
Z — pārtrūkšanas punkts.

1. zīm.

Līdz punktam P pastāv lineara sakarība starp σ un ε, t. i. deformacijas proporc. spriegumiem (Hook'a likums). Deformacijas pazūd pēc atslogošanas gandrīz pilnīgi, ja spriegumi bija mazāki par atbilstošiem elastības robežpunktam E. Nelaime tikai tā, ka praktiski noteikt E nav viegls uzdevums, jo teoretiski līdz E nedrīkstētu būt nekādas paliekošas deformacijas, kas faktiski mūsu materialos nav izpildīts. Briseles kongresā 1906. g. tādēļ ieteica skaitīt par E punktu tādu, kur paliekošās deformacijas $\leqslant 0{,}001\,\%$, bet praksē iet augstāk, līdz kādiem 0,002—0,003 %. Bet arī tad mērojumi nepieciešamās milzīgās precizitates dēļ nav viegli; tādēļ praksē punktu E bez sevišķi lielas kļūdas atvieto ar tecēšanas robežpunktu S, kas parasti atrodas diezgan tuvu E; šeit paliekošas deformacijas varētu jau skaitīt līdz 0,2 %, un tādēļ punkts S daudz vienkāršāk noteicams (1. zīmējumā parādītos punktos S_o un S_u daudziem, praktiski svarīgākiem materialiem spriegumi nedaudz atšķiras, kādēļ tos var atvietot ar vienīgo punktu S).

Ievērojot agrāk sacīto, proti, ka nekādā ziņā nav pielaižamas paliekošas deformacijas mūsu konstrukcijās, teoretiski maksimalie spriegumi materialā, acīmredzot, nedrīkstētu pārsniegt atbilstošos punktam E, un tā ka mēs to praktiski atvietojam ar S, spriegumi tecēšanas punktā S ir zinamā mērā praktiskā robeža un izejpunkts mūsu stiprības aprēķiniem. Praksē mēs, saprotams, nekad neslogosim materialu tik tālu, ka kaut kādos apstākļos tecēšanas robeža būtu sasniegta; tas būtu pārāk bīstams paņēmiens, jo paredzēt visus iespaidus, kas varētu iedarboties uz konstruējamo daļu, gandrīz nekad nevar. Mēs tikpat kā vienmēr apmierināsimies ar daudz zemākiem spriegumiem un salīdzināšanas dēļ ar robežspriegumiem ievedīsim jēdzienu par t. s. drošības reizuļiem jeb skaitļiem. Ņemot par pamatu spriegumus tecēšanas punktā S, mēs t. s. teoretisko drošības reizuli γ' definējam kā attiecību starp spriegumu σ_s tecēšanas punktā un faktisko spriegumu konstrukcijā σ, t. i.:

$$\gamma' = \frac{\sigma_s}{\sigma}.$$

Jo lielāki ir γ', jo vairāk faktiskie spriegumi materialā attālinas no robežspriegumiem, un jo lielāka tā tad ir konstrukcijas drošība. Praksē līdz pat pēdējam laikam pa lielākai daļai tomēr lieto citu drošības reizuli, kura aprēķināšanai par pamatu ņemta materiala grāvēja slodze, resp. attiecīgais spriegums σ_B; tādā gadijumā dabūjam t. s. lūzumdrošības reizuli:

$$\gamma = \frac{\sigma_B}{\sigma},$$

t. i. attiecību starp maksimalo (atbilstošo grāvējai slodzei) spriegumu σ_B un faktisko spriegumu. Lūzumdrošības reizulis, acīmredzot, lielāks par teoretisko γ', jo $\sigma_B > \sigma_s$ [punkts S arvien zemāks par B; piem., parastam tēraudam istabas temperaturā $\sigma_s \cong 0{,}55\sigma_B$].

No teoretiskā viedokļa **vienīgais** loģiskais un pareizais **drošības** reizulis, saprotams, ir γ', jo taču ne maksimalā grāvēja slodze, bet paliekošās deformacijas sākums krīt svarā, ja vēlamies runāt par konstrukcijas „drošību". Ja tomēr pagaidām vairāk lieto lūzumdrošības reizuli, tad šeit vainīgs tas apstāklis, ka parastiem materialiem izmēģinājumos pa lielākai daļai noteic tikai σ_B, t. i. grāvējas slodzes spriegumu. Ja materialu īpašības, galvenokārt attiecība starp σ_B un σ_s, labi zinamas, lūzumdrošības reizuļus var, saprotams, lietot; nav tikai jāaizmirst viņus pietiekošā mērā palielināt. Ja mums turpretim ir darīšana ar kādu jaunu, mazāk pazīstamu materialu, vai ar ļoti augsti slogotu konstrukciju, vai, beidzot, ar nenormaliem ārējiem apstākļiem, piem., augstu temperaturu, tad katrā ziņā būtu jālieto γ', t. i. jāpamatojas uz tecēšanas punkta datiem; lūzumdrošības reizuļi šeit var izrādīties par pilnīgi ilļuzoriskiem un riskantiem.

Jāievēro tālāk, ka **principiali deformacijas ir daudz svarīgākas nekā spriegumi**; deformaciju dēļ spēki un spriegumi var sadalīties pavisam citādi, nekā to vēlējies un paredzējis konstruktors; tāpat daļu kopdarbība var kļūt apgrūtināta vai pat pavisam neiespējama, citas mašinas daļas pārpūlētas vai sagrautas. No šāda viedokļa tādēļ labāk būtu rēķināt ne ar spriegumiem, bet ar deformacijām. Praksē tomēr, ar samērā maz izņēmumiem, dara taisni otrādi, proti: **konstruktivos aprēķinus izdara ar spriegumiem**. Tas notiek galvenokārt tādēļ, ka aprēķini tā iznāk vienkāršāki un skaitļi ērtāki (deformacijas pa lielākai daļai ir ļoti mazas, izņemot specialās nozarēs, piem., atsperēs). Tālāk jāievēro, ka tā apstākļa dēļ, ka spriegumi konstrukcijās atrodas Hook'a likuma derīguma robežās (tā tad proporcionali deformacijām), mēs patiesībā līdz ar spriegumu aprēķiniem zinam, cik lielas būs deformacijas, resp. vienmēr varam ar elastības modulu palīdzību viņas vajadzības gadijumā noteikt. Ja vēlamies mazas deformacijas, jāpielaiž attiecīgie mazie spriegumi, un tas zinamā mērā jau, klusu ciešot, ietverts spriegumu normās, kādas dotas dažādām konstrukcijām. Specialos gadijumos, piem., ļoti svarīgu, stipri slogotu vai ļoti precizi sabūvējamu mašinu daļu konstruēšanas gadijumos tomēr nevarēs vienu otru reizi iztikt bez deformaciju aprēķināšanas un viņu iespaida aplūkošanas.

Pieņemot kādas skaitliskas lūzumdrošības reizuļa γ vērtības, kas praksē izrādijušās par noderīgām un pietiekošām, mēs no formulas $\gamma = \frac{\sigma_B}{\sigma}$ varam aprēķināt t. s. pielaižamos spriegumus $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_B}{\gamma}$, kurus praksē plaši lieto, dodot pa lielākai daļai tieši viņu skaitliskās vērtības bez σ_B un γ starpniecības.

Piezīme: Turpmāk pielaižamie spriegumi σ_{adm} pa lielākai daļai būs rakstīti vienkārši kā σ (vai τ) bez specialā indeka $[_{adm}]$, jo gandrīz vienmēr taču skaidrs, ar kādu spriegumu, pielaižamo vai faktisko, mums ir darīšana, proti: ja aprēķina σ, viņš ir faktiskais spriegums; ja turpretim viņu pieņem un izrēķina kādas daļas izmēru, viņš būs pielaižamais. Tikai tur, kur varētu rasties neskaidrības, turpmāk būs lietoti indeki $_{adm}$.

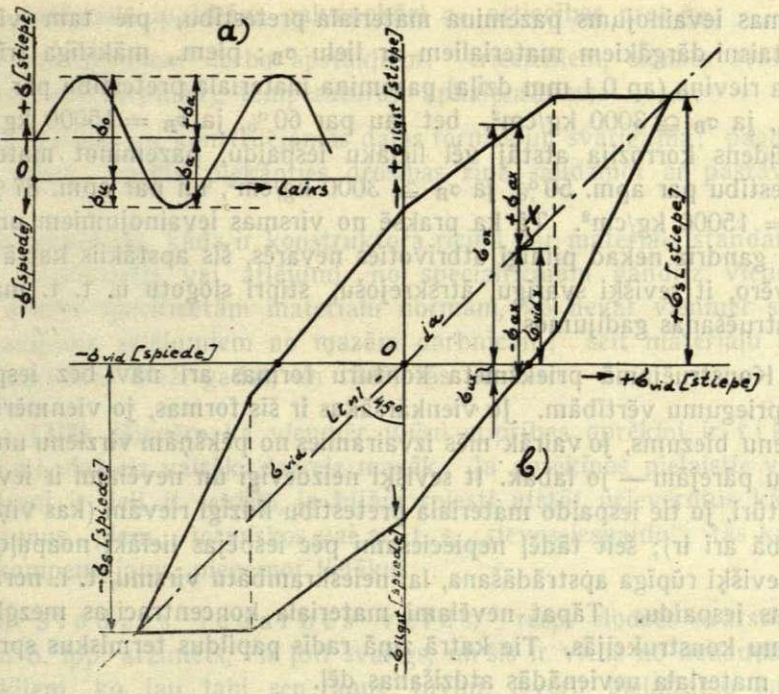
Par γ resp. σ_{adm} vērtību pieņemšanu jāsaka, ka līdz pēdējam laikam pa lielākai daļai praktizētais paņēmiens nešķirot viņas daudz pēc apstākļiem, bet aprobežoties ar iespējami mazu skaitu, nekādā ziņā nav uzskatams par idealu, kaut gan parastā mašinbūvniecībā ar to samērā bieži var iztikt. Galvenais trūkums šeit ir tas, ka gandrīz vienīgi materiala lūzumpretestība (grāvēja slodze) ņemta vērā, bet vesela rinda svarīgu apstākļu pavisam nav ievērota vai, labākā gadijumā, ievērota sumarā veidā un pie tam vairāk pēc acumēra. Vienīgi slodzes veidu jau sen pieņemts ievērot (sk. turpmāk).

Tāds svarīgs apstāklis ir, piem., materiala trauslums. Daudzos mechanismos triecieni var viegli sagraut daļu, kas izgatavota no trausla, bet citādi ļoti stipra (σ_B liels!) materiala.

Otrs svarīgs apstāklis ir spriegumu svārstības.

Jautājums par materiala izturības maiņu svārstīgas slodzes apstākļos tagad jau diezgan plaši izpētīts (vismaz slodzēm, kas svārstas ap vidēju stiepes slodzi). Vispārīgā atbilde šeit ļoti vienkārša, kaut gan skaitliskās vērtības dažādiem materialiem, saprotams, atšķiras, proti: slodzes, resp. spriegumu svārstības nedrīkst pārsniegt zinamu vērtību, kas atkarīga no vidējās slodzes (resp. sprieguma) un katrā ziņā ir mazāka par materiala tecēšanas robežai atbilstošo vērtību.

Apstākļi attēloti grafiskā veidā 2. zīm.: a) rāda spriegumu maiņu kā laika funkciju: spriegumi svārstas ap vidējo vērtību σ_{vid} starp divām robežvērtībām: augšējo σ_o un apakšējo σ_u, pie kam svārstību pusamplitudas ir $\pm \sigma_a$; b) rāda t. s. ilgstošās pretestības diagrammu, t. i. spriegumu robežvērtības σ_o un σ_u un svārstību pusampli-



2. zīm.

tudas σ_a kā vidējo spriegumu σ_{vid} funkcijas; σ_{vid} linija iet 45° leņķī; virs viņas iet σ_o linija, zem viņas σ_u linija; pusamplitudas σ_a ir robežspriegumu un σ_{vid} liniju ordinatu diferences, kā tas parādīts punktam x.

Diagramma rāda, cik lielas spriegumu robežvērtības un cik lielas svārstību pusamplitudas teoretiski varētu pielaist, ja svārstības turpinas neaprobežotu laiku. Lielākā robežvērtība σ_o tā tad svārstīgās slodzes apstākļos stājas tecēšanas robežas σ_s vietā. Praktiski, saprotams, arī šeit būs jāievēro pietiekoša drošība, un tādēļ diagrammu robežvērtības un amplitudas nekad pilnīgi neizmantos.

Šāda veida diagrammas dotas jau diezgan daudziem materialiem, galvenokārt, tērauda šķirnēm. Pagaidām gan dotas tikai diagrammu labās puses (kas atbilst vidējiem stiepes spriegumiem + σ_{vid}), pie kam viņas dotas atsevišķi stiepes-spiedes, lieces un vērpes svārstībām.

Cits ļoti svarīgs apstāklis ir t. s. „r i e v a s i e s p a i d s". Kā to rādijuši daudzi mēģinājumi, materialu pretestība gandrīz neticamā veidā atkarīga no ķermeņa virsmas stāvokļa; jo gludāka ir šī pēdējā, jo lielāka ir pretestība. Ikkatra, kaut mikroskopiska, rieviņa, ikkatrs

virsmas ievainojums pazemina materiala pretestību, pie tam visvairāk taisni dārgākiem materialiem ar lielu σ_B; piem., mākslīga trīsstūraina rieviņa (ap 0,1 mm dziļa) pazemina materiala pretestību par apm. 13%, ja $\sigma_B \cong 3000$ kg/cm², bet jau par 60%, ja $\sigma_B = 15000$ kg/cm². Sālsūdens korrozija atstāj vēl lielāku iespaidu, pazeminot materiala pretestību par apm. 50%, ja $\sigma_B \cong 3000$ kg/cm², un par apm. 87%, ja $\sigma_B = 15000$ kg/cm². Tā ka praksē no virsmas ievainojumiem un rievām gandrīz nekad pilnīgi atbrīvoties nevarēs, šis apstāklis katrā ziņā jāievēro, it sevišķi svarīgu, ātrskrejošu, stipri slogotu u. t. t. mašinu konstruēšanas gadijumos.

Konstruējamā priekšmeta konturu formas arī nav bez iespaida uz spriegumu vērtībām. Jo vienkāršākas ir šīs formas, jo vienmērīgāks ir sienu biezums, jo vairāk mēs izvairamies no pēkšņām virzienu un biezumu pārejām — jo labāk. It sevišķi neizdevīgi un nevēlami ir ievirzīti asi stūri, jo tie iespaido materiala pretestību līdzīgi rievām (kas viņi patiesībā arī ir); šeit tādēļ nepieciešami pēc iespējas lielāki noapaļojumi un sevišķi rūpīga apstrādāšana, lai neieskrambātu virsmu, t. i. neradītu rievas iespaidu. Tāpat nevēlami materiala koncentracijas mezgli atlējumu konstrukcijās. Tie katrā ziņā radīs papildus termiskus spriegumus materiala nevienādās atdzišanas dēļ.

Tālāk, svarīgs ir t e m p e r a t u r a s iespaids. Tagadējā praksē bieži jākonstruē daļas, kurām jāstrādā augstā temperaturā, bet tur daudzi materiali izturas pavisam citādi nekā parastā temperaturā. Katrai materiala šķirnei šeit ir savas īpatnības. Vispārīgi tikai tik daudz varētu teikt, ka augstās temperaturās pretestības spējas krīt, bet ļoti dažādi atsevišķiem materialiem. Piemēram, kādas lietās dzelzs šķirne katlu būvei ($\sigma_B = 3600$ kg/cm²) uzrāda šādas īpašības:

$t =$	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500°
$\sigma_B =$	3600	3500	3850	4250	4400	4050	3500	3000	2350	1850 $\frac{kg}{cm^2}$
$\sigma_S =$	1900	1850	1750	1700	1500	1300	1150	950	800	700 $\frac{kg}{cm^2}$

Uzrādītās temperaturu robežas tagadējos katlos nav nekas neparasts; tabula rāda, cik stipri mainas dzelzs īpašības: σ_B vienu laiku pat pieaug, bet praktiski vienīgi svarīgais σ_S visu laiku krīt; pieņemot nepietiekoši lielu γ, tā tad visa konstrukcija, piem., 250° karstumā varētu būt apdraudēta.

Kompensēt uzrādīto σ_{adm} noteikšanas trūkumu varētu, pieņemot dažādus γ katram atsevišķam gadijumam atkarībā no:

1) materiala īpašībām, galvenokārt σ_S attiecības pret σ_B;

2) paredzamiem darba apstākļiem: triecieniem, slodzes svārstībām (sk. arī turpmāk), temperaturas, apkalpošanas;

3) mašinas un konstruējamās daļas formas un svarīguma; pagaidu ierīcē, piem., varētu piekāpties drošības ziņā, salīdzinot ar pastāvīgu ierīci;

4) garantijas, kāda ir konstruktora rīcībā par materiala standartu; piem., profildzelži vai atlējumi no specialfirmām gandrīz vienmēr droši atbilst specificētām materialu normām, ko nevar vienmēr sacīt par gadijuma atlējumiem no mazām darbnīcām; šeit materialu īpašību svārstības bieži gadas, un tādēļ tās jāievēro.

5) Tālāk jāievēro, ka vienmēr mūsu stiprības aprēķini ir t i k a i t u v ī n i, dažreiz vairāk, dažreiz mazāk. Ja aprēķinos pielaistie vienkāršojumi ir lieli, it sevišķi, ja bijām spiesti atstāt neievērotus kādus slogojumus, piem., termiskos vai arī t. s. „rievas iespaidu", tas katrā ziņā kompensējams, pieņemot lielākus γ.

6) S l o d z e s i e d a r b e s v e i d s, resp. slodzes svārstības, kā jau 6. lpp. atzīmēts, ir ļoti svarīgs, un šis ir viens no nedaudziem apstākļiem, ko jau labi sen, kaut tuvīni, ievēro pielaižamo spriegumu noteikšanā. Ja nerēķina vairāk specialus gadijumus, piem., ļoti ātri rotējošas, vibrējošas, ar ātriem triecieniem strādājošas vai stipri slogotas daļas, vispārējā mašinbūvniecībā varētu pagaidām vēl iztikt ar 3 galveniem slodzes veidiem, un tie būtu:

a) m i e r ī g ā, n e m a i n ī g ā j e b k o n s t a n t ā s l o d z e; slodze ir ilgstoša, laikā nemainas ne vērtības, ne virziena ziņā; piem., būvniecībā mums pa lielākai daļai ir darīšana ar tādām slodzēm;

b) v i e n p u s ī g i s v ā r s t ī g ā j e b b r i e s t o š ā s l o d z e: slodze ilgstoši svārstas starp minimalu (parasti 0) un maksimalu vērtību, bet nemaina savu virzienu; tādēļ, ja slodze materialu stiepj, tad tas notiek visu laiku, ja viņu spiež, arī tas notiek visu laiku u. t. t. Piem., pārvadu siksnās, krānu trosēs mums apmēram ir darīšana ar tādu slodzi;

c) a b p u s ī g i s v ā r s t ī g ā j e b m a i n ī g ā s l o d z e: slodze ilgstoši svārstas starp diviem pretējā virziena maksimiem; tādēļ, piem., materiala stieptās daļas pēc slodzes virziena maiņas būs spiestas, tad atkal stieptas u. t. t.; piem., virzuļu kātos vai vārpstās ik pēc pusapgrieziena stiepe pāriet spiedē vai otrādi.

Drošības reizuļi un līdz ar to pielaižamie spriegumi šajos 3 slodzes veidos ir dažādi (sk. arī agrāk par svārstību iespaidu sacīto). Wöhler's pirmais izdarija plašākus pētijumus šinī virzienā un rezultatā deva vēl tagad parastā mašinbūvniecībā plaši lietoto attiecību 3:2:1, t. i.: mierīgās slodzes gadijumā pielaižamie spriegumi var būt 3 reiz tik lieli, un vienpusīgi svārstīgās slodzes gadijumā 2 reiz tik lieli kā mainīgās slodzes gadijumā.

Jaunākā laika pētijumu rezultati, kā bija 6. lpp. minēts, vispārīgi attēlojas 2. zīm. diagrammu veidā; skaitliskās vērtības, cik tālu tās izpētītas, ir zinamā mērā individualas katram materialam un atšķiras no Wöhler'a dotās attiecības; piem., Hütte 26. izd. svarīgākiem materialiem viņa uzdota apm. 3:1,7:1,5. 13.—15. lpp. dotas divas jaunākā laikā publicētas pielaižamo spriegumu vērtību tabulas svarīgākiem materialiem. Vienā pa daļai uzrādīti arī rievas iespaida koeficienti, ar kuriem minimali ieteicams reizināt tabulu datus, lai ievērotu parastos apstākļos sastopamos virsmu rievu radītos spriegumu pieaugumus.

Piezīmes pie: b) izgatavošanas, transporta un vēlākās apkalpošanas iespēja un ērtība; c) iespējami lētāka pašizmaksa un patīkams ārējais izskats.

Mašinas un to daļas, kas kalpo vienam un tam pašam mērķim, tomēr dažādās fabrikās izveidotas dažādi; tas norāda uz to, ka gandrīz katru uzdevumu technikā var atrisināt dažādā veidā, galvenokārt atkarībā no fabrikā pieņemtās prakses un no tur uzstādītām ierīcēm un darba mašinām. Konstruktoram jācenšas konstruēt mašinu ne tikai stipru un izturīgu, bet arī tā, lai ar fabrikas rīcībā esošiem līdzekļiem viņu varētu vieglāk un ērtāk izgatavot.

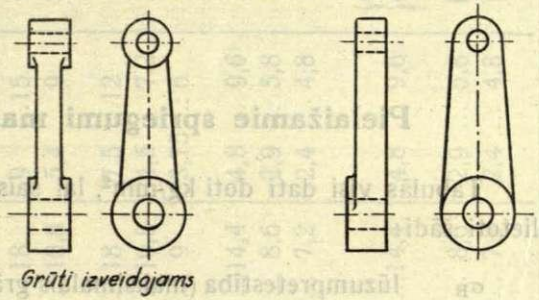
Drošībai gan vienmēr jāstāv pirmā vietā; ērtākās un lētākās izgatavošanas labad bieži pat pielaiž daļu formas un izmērus, kādi no stiprības viedokļa nemaz nav vajadzīgi: pamatojoties uz stiprības aprēķiniem vien, mēs bieži dabūtu pārāk grūti un dārgi izveidojamas formas. Tuvākus norādijumus šinī ziņā var, saprotams, dot tikai ilgāka konstruktora prakse, kā arī iespējami laba fabrikas rīcībā esošo līdzekļu un to darba īpatnību pārzināšana. Piem., daļa, kas izgatavota lielā fabrikā, varbūt pat seriju veidā ar automatiem vai pusautomatiem, parasti izskatīsies citādi, nekā tāda pati daļa, kas veidota mazā darbnīcā vienā eksemplarā.

Tālāk konstruktoram vienmēr jāpatur prātā, vai uz papīra izkonstruēto mašinu varēs izveidot un samontēt dabā. Var, piem., viegli

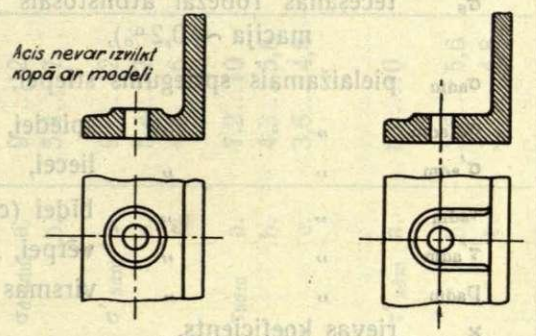
izkonstruēt uz papīra mašinu pudelē; faktiski tādu samontēt kopā tomēr gandrīz nekad neizdosies. Tādēļ mums mašinas vai to daļas attiecīgi jāsadala, lai faktiskā daļu izveidošana un tāpat daļu samontēšana būtu iespējama. Pie tam vienmēr ieteicams raudzīties uz to, lai samontēšana (un tāpat iespējamā demontēšana remonta gadijumā) būtu pēc iespējas ērtāk un ātrāk izdarama. Lielāku mašinu sadalīšana vajadzīga arī vēl transporta apstākļu dēļ; nevar, piem., transportēt kādu 50—60 m garu vārpstu, vai daļu, kas smagāka par transportlīdzekļa celtspēju, vai daļu, kas neietilpst dzelzceļu gabaritā; šeit sadalijums jāizdara, piemērojoties transporta apstākļu prasībām.

Tālāk vienmēr jāatceras, ka mašinu vēlāk apkalpos un kādreiz arī remontēs; jo ātrāk un ērtāk tas izdarams, jo labāk mašinai. Ir gandrīz likums, ka apkalpei vai remontam grūti pieejamas mašinas daļas un vietas ātrāk bojājas un dilst, jo personals no tādu daļu apkalpes saprotamu iemeslu dēļ pēc iespējas izvairas; diemžēl, konstruktori šo punktu bieži par daudz maz ievēro.

Apmēram tas pats sakams par glīta ārēja izskata nozīmi; nevar, saprotams, prasīt, lai katra mašina no estetiskā viedokļa būtu jau pati pilnība: mašina taču kalpo pavisam citam mērķim. Bet relativi glītu un tīru izskatu var gan ļoti bieži sasniegt ar samērā vienkāršiem līdzekļiem. Ir, piem., nepiedodams, ja konstruktors neparūpējas par eļļas izplūdumu novēršanu no kāda gultņa vai kārbas, vai arī bez vajadzības sarežģī ārējās formas tā, ka visur var sakrāties putekļi un netīrumi, ko tikai ar lielām pūlēm var notīrīt. Tīri instinktivi strādnieki daudz sliktāk apkalpos netīras, nolaistas mašinas, līdz ar to saīsinot to kalpošanas ilgumu.

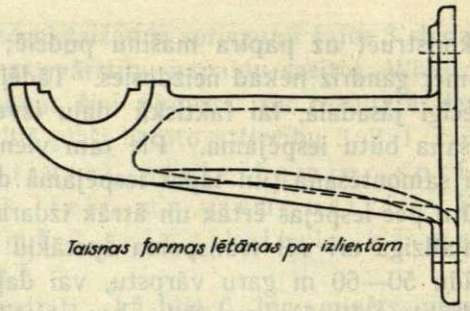


3. zīm.



4. zīm.

Beidzot, konstruktors nekad nedrīkst aizmirst arī ekonomisko viedokli. Jo lētāka būs mašina, kuras kvalitate tāda pat kā citām, jo vieglāk viņa izturēs konkurences cīņu. Vienāda kvalitate šeit nozīmē ne tikai tikpat labu materialu un rūpīgu izveidojumu, bet arī tikpat labas pārējās mašinas īpašības: nevainojamu darbību, ražīgumu, izturību, drošību u. t. t. Konstruktoram tādēļ rūpīgi jāapsver visi šie apstākļi un jāizvēlas materials un apstrādājums pēc iespējas taisni tik labs, cik tas vajadzīgs katrā vietā — ne vairāk un ne mazāk. Tikai tā var apvienot prasības pēc lētuma un kvalitates un negrēkot ne pret vienu, ne pret otru, kā tas, diemžēl, ne visai reti notiek.



5. zīm.

Piemēri izdevīgiem un neizdevīgiem daļu izveidojumiem parādīti 3.—5. zīm.

Pielaižamie spriegumi mašinbūvniecībā.

Tabulās visi dati doti kg/mm², lai saīsinātu skaitļus. Apzīmējumi lietoti šādi:

σ_B lūzumpretestība (maksimalais grāvēja spriegums stiepes mēģinājumā),

σ_s tecēšanas robežai atbilstošais spriegums (paliekošā deformacija $\sim 0{,}2\,\%$),

σ_{adm} pielaižamais spriegums stiepei,

$\sigma_{d\ adm}$ „ „ spiedei,

σ'_{adm} „ „ liecei,

τ_{adm} „ „ bīdei (cirpei),

τ'_{adm} „ „ vērpei,

p_{adm} „ „ virsmas spiedei,

$\varkappa$ rievas koeficients.

I tabula. (Hütte, 26. izd.)

Sprieguma slodzes veids	Tērauds (dzelzs) Tr. 37	Tērauds Tr. 50	Tērauda lējums Trl. 45	Ķets (čuguns), parastais Ķ. 12...14	Vara skārds, velmēts
σ_{adm} a.	9 ...12	12 ...18	6 ...12	3	6
b.	5,4... 7	7 ...10,8	3,6 ... 7,2	1,8	3,6
c.	4,5... 6	6 ... 9	3 ... 6	1,5	
$\sigma_{d\ adm}$ a.	9 ...12	12 ...18	9 ...15	9	
b.	5,4... 7	7 ...10,8	5,4 ... 9	5	
σ'_{adm} a.	9 ...12	12 ...18	7,5 ...12	Visiem slodzes veidiem: ● ■ I šķērsgriezumiem	
b.	5,4... 7	7 ...10,8	4,5 ... 7,2	2,05 σ; 1,7 σ; 1,45 σ apstrādātām daļām	
c.	4,5... 6	6 ... 9	3,75... 6	1,7 σ; 1,4 σ; 1,2 σ neapstrādātām daļām	
τ_{adm} a.	7,2...10	10 ...14,4	4,8 ... 9,6	3	
b.	4,3... 5,6	5,6... 8,6	2,9 ... 5,8	1,8	
c.	3,6... 4,8	4,8... 7,2	2,4 ... 4,8	1,5	
τ'_{adm} a.	6 ...10	10 ...14,4	4,8 ... 9,6	Visiem slodzes veidiem: ● O O ● □ ■ šķērsgriezum. σ; (0,8...1) σ; (1...1,25) σ; 1.4 σ apstrād. un neapstrādātām daļām	
b.	3,6... 5,6	5,6... 8,6	2,9 ... 5,8	▮ ▲ ▰ I ⊏ + ∟ šķērsgriezumiem	
c.	3 ... 4,8	4,8... 7,2	2,4 ... 4,8	(1,4...1,6) σ apstrādātām un neapstr. daļām	

II tabula. (Maschinenbau, 1930.)

	σ_B	σ_S	$\varkappa$	Pielaižamie normalspriegumi (σ)		
				a)	b)	c)
Tērauds (dzelzs) Tr 34	34... 42	$\geqslant 19$	0, 8	11 ...13	9,6...12	7,5... 9,5
„ „ Tr 37	37... 45	$\geqslant 21$	0, 8	12 ...14	10 ...13	8 ...10
„ Tr 42	42... 50	$\geqslant 23$	0, 8	12,5...14,5	11 ...14	9 ...11
„ Tr 50	50... 60	$\geqslant 27$	0,77	15,5...18	12 ...16	9,5...12
„ Tr 60	60... 70	$\geqslant 30$	0,75	18 ...21	13,5...18,5	10,5...14
„ Tr 70	70... 85	$\geqslant 35$	0,67	21 ...24,5	15 ...22	11 ...17
„ C 25 kvēlināts	42... 50	$\geqslant 24$	0, 8	12 ...14	10 ...13	8,5...10,5
„ „ uzlabots	47... 55	$\geqslant 28$	0, 8	14 ...16,5	12 ...15	9 ...11,5
„ C 35 kvēlināts	50... 60	$\geqslant 28$	0,78	14 ...16,5	11,5...15	9 ...12
„ „ uzlabots	55... 65	$\geqslant 33$	0,78	16,5...19	13 ...17	10 ...13
„ C 45 kvēlināts	60... 70	$\geqslant 34$	0,77	17 ...20	13 ...17,5	10,5...13,5
„ „ uzlabots	65... 75	$\geqslant 39$	0,75	18,5...21,5	15 ...20	11 ...15
„ C 60 kvēlināts	70... 85	$\geqslant 40$	0,75	20 ...23,5	16 ...21	12 ...16
„ „ uzlabots	75... 90	$\geqslant 45$	0,70	22,5...26	16 ...23	12,5...17,5
„ VCN 15 w uzlabots	65... 75	42... 49	0,75	21 ...24	17 ...23	13 ...17,5
„ VCN 15 h „	75... 85	52... 60	0,70	26 ...30	17,5...25	13,5...19
„ VCN 35 w „	75... 90	56... 67	0,75	28 ...33	20 ...26	15 ...20
„ VCN 35 h „	90...105	67... 79	0,65	33 ...38	23 ...33	16 ...25
„ VCN 45 kvēlināts	90	$\geqslant 54$	0,70	27 ...30	19 ...27	15 ...21
„ „ sīksti uzlabots	100...115	80... 92	0,65	32 ...40	23 ...35	17,5...27

„ „ cieti „	110...130	100...115	0,55	36 ...45	26 ...37	18,5...28,5
Metināta dzelzs	34	24	0,80	12 ...14	11 ...12,5	8,5... 9,5
Si tērauds	52	36	0,68	18 ...21	13,5...20	10 5...15,5
Cu tērauds	51	34	0,83	17 ...20	15 ...18	11,5... 4
Tērauda lējums Trl 38, kvēlināts	⩾38	⩾18	?	11	6 ... 8,5	5 ... 7
„ „ Trl 45, „	⩾45	⩾22	?	13	7 ...10	5,5... 8
„ „ Trl 50, „	⩾50	⩾24	?	15	8 ...11	6,5... 9
„ „ Trl 60, „	⩾60	⩾29	?	18	8,5...12	7 ...10
Ķets (čuguns) Ķ 12	⩾12	—	1	4	3,5	2,8
„ „ spec. Ķ 26	⩾26	—	1	8	7	5,6
Cu, elektrolit., kvēlināts	22,5	4,5	0,78	2,2	—	—
Cu, cieti stiepts	40	—	?	10	3 ... 4,5	2,5... 3,5
Bronza (5 Sn, 95 Cu)	32	—	?	8	5,6... 8	4,5... 6,4
Misiņš (40 Zn, 60 Cu)	48	—	?	12	5,2... 7,5	4,2... 6
„ „ „ cieti stiepts	68	—	?	16	6,3... 9	5 ... 7,2
„ (tombaks) Ms 72 (72 Cu), kvēlin.	34	11	1	8	7	5,6
„ „ „ „ stiepts	37	25	1	10	8	6,4
Turbo (Al) bronza	83,5	52	?	20	8,5...13	6,7...10
Duralumins 681 B, kvēlināts	26	22	0,67	9	4,5... 6,5	3,5... 5
„ „ uzlabots	47,5	38,5	1	16	8	6
Sklerons	52	38	0,69	16	5 ... 7	4 ... 5,5
Lautals, kvēlināts	19,5	7,5	?	6,5	4 ... 6	3 ... 4,5
„ uzlabots	32,5	19,5	?	10	6,5	5
Silumins	17,5	—	?	3	1,7... 2,5	1,5... 2
Elektrons AZM, miksts	31	—	0,9	10	6 ... 7	5 ... 5,5

Daļu pielāgošana.

Samontējot mašinu no atsevišķām daļām, šīm daļām jāpielāgojas vienotrai noteiktā, no daļu uzdevuma atkarīgā veidā. Tā, piem., kāda apaļi apstrādāta cilindriska daļa var ietilpt attiecīgā otrās daļas urbumā var caurumā vai nu cieši, kā, piem., vārpsta skriemeļa rumbas urbumā, vai tai jābūt pārbīdamai gareniskā virzienā, kā, piem., vārpsta pārstādamos zobratos, vai tai jāgriežas urbumā, kā, piem., rēdze (tapa) gultnī, vai tai jāsēd ļoti cieši, kā, piem., tapa karstā stāvoklī uzdzītā gredzenā, kas pēc atdzišanas saraujas, vai ar hidraulisku presi uz ass uzspiests ritenis.

Skaidrs, ka visos tādos gadijumos, ja cilindrs būtu viscaur vienāda caurmēra, urbuma caurmērs nevar būt vienāds, bet vienā gadijumā lielāks, otrā mazāks; kā mēs sakam: cilindra un urbuma sēžai jābūt dažādai, saprotot šeit ar vārdu sēža sakara veidu starp cilindru un urbumu. Vispārīgi ņemot, diference starp urbuma un cilindra caurmēriem visos šādos gadijumos būs ļoti maza; uzrādīt tādēļ darbnīcu zīmējumos caurmērus abām daļām noteiktos skaitļos būtu stipri neērti, jo, vismaz vienai pielāgojamai daļai bieži iznāktu liels decimalskaitlis. To parasti tādēļ arī nedara, bet uzrāda abu pielāgojamo daļu ⌀⌀ vienu un to pašu skaitli, t. s. nominalmēru (N), pa lielākai daļai apaļos mm, vai sliktākā gadijumā mm desmitdaļās, bet ne sīkāk.

Piezīme. To pašu, saprotams, var attiecināt ne tikai uz ⌀⌀, bet arī divu pielāgojamo daļu citiem linearíem izmēriem, piem., garumiem. Apaļie cilindriskie ķermeņi ar attiecīgiem urbumiem tikai izceļas pārējo starpā kā svarīgākās un visbiežāk sastopamās pielāgojamās daļas.

Kā nupat teikts, abu pielāgojamo daļu — cilindra un urbuma — faktiskie caurmēri nevar būt abi vienādi un vienlīdzīgi nominalmēram, bet vismaz vienam jāatšķiras no tā par lielāku vai mazāku daļu atkarībā no sēžas veida. Bet ar to jautājums vēl nav izsmelts; mums jārēķinas ar to, ka nav iespējams matematiski pareizi ieturēt praksē kaut kādu dotu izmēru: faktiskais izmērs vienmēr atšķirsies, atkarībā no darba rūpīguma, par lielāku vai mazāku daļu no tā, kas strādniekam uzdots. Ar šo trūkumu jārēķinas, daļas projektējot un izveidojot, un jāatrod līdzekļi to, ja ne novērst (kas nav iespējams), tad vismaz neitralizēt.

Mazākās darbnīcās un fabrikās rīkojas samērā vienkārši: uz zīmējuma dod tikai nominalmērus kā cilindram, tā urbumam; labākā gadijumā aiz-

rāda vēl ar kādu simbolu apstrādāšanas rūpīguma pakāpi. Tālāk virpotāji rīkojas jau stiprā mērā patstāvīgi un tikai šaubu gadijumā vēl pieprasa paskaidrojumus, kādam nolūkam daļa kalpos, t. i. kāda paredzama sēža. Viņi apstrādā vispirms vienu daļu, piem., izveido urbumu, un pēc tam apvirpo, pamatojoties uz savā praksē iegūtiem datiem, cilindru tik tālu, ka iznāk prasītā sēža, vajadzības gadijumā uz vietas vēl pielāgojot daļas vienu otrai, kamēr viņi ar darba rezultatiem nav apmierināti. Ja strādnieki labi iepraktizējušies, tad tāda individuala pielāgošana var dot ļoti teicamus rezultatus, bet viņa pilnīgi atkarīga no strādnieku spējām un labās gribas.

Lielākās fabrikās, kur ceļš no konstrukciju biroja līdz strādniekam ir garš, un it sevišķi tur, kur strādā serijām un ražo varbūt tikai dažas mašinu daļas, ko samontē citur, tā rīkoties gan nevar; tas varētu radīt kļūdas, kas ārkārtīgi dārgi maksā. Šeit jau pašā zīmējumā jāuzrāda absoluti noteikti visi dati, kas attiecas uz apstrādāšanu un sēžu, vai vismaz apstrādāšanas rūpīgumu, un tālāk jādod strādniekiem, resp. kontrolieriem rokā ierīces — t. s. k a l i b r u s — apstrādājamo daļu pārbaudei, lai izslēgtu ikkatru kļūdu no strādnieku puses.

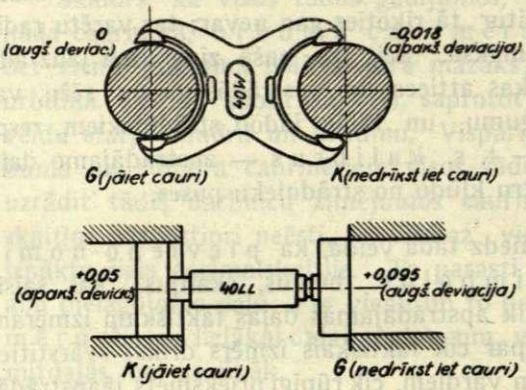
Pa lielākai daļai to sasniedz tādā veidā, ka p i e v i e n o n o m i n a l m ē r a m k ā d u s s i m b o l u s (burtus, skaitļus), kas saīsinātā veidā norāda: 1) par cik apstrādājamās daļas faktiskam izmēram jāatšķiras no nominalā; 2) par cik faktiskais izmērs drīkst svārstīties uz vienu un otru pusi, citiem vārdiem, cik rūpīgi priekšmets jāapstrādā, un bieži vēl 3) kāda būs sēža starp apstrādājamo un kādu citu korespondējošu daļu.

Šādus simbolus sakopo s i s t e m ā s, un ar tiem apzīmē attiecīgos k a l i b r u s (apstrādājamo daļu mērīšanas ierīces), ar kuru palīdzību kontrolē apstrādājamo daļu izmērus. Šādas sistemas katra fabrika var, saprotams, izstrādāt savām vajadzībām vien; bet daudz ērtāk lietot tādas simbolu sistemas valsts un, vēl labāk, pasaules mērogā. Priekšrocības ir acīmredzamas: 1) Kalibri ir viscaur tie paši, tā tad relativi lēti izgatavojami specialās fabrikās un visur pērkami. 2) Vienā fabrikā izgatavotās daļas var bez grūtībām pielāgot daļām, kas ražotas citur; fabrikas tā tad var specializēties. 3) Kalibru standartizacija atļauj remonta gadijumos pasūtīt rezerves daļu ikkatrā vietā un to pašam iebūvēt.

Technika tādēļ pēdējā laikā cenšas panākt šādu pielāgošanas un kalibru sistemu iespējami plašāku standartizaciju; šo darbu iesāka valsts mērogā, un šeit jau diezgan daudz arī darīts. Piem., Vācijā

plaši izplatītas 2 normētas DIN pielāgošanas sistemas (Passungssysteme), ar kuru galveno saturu turpmāk īsumā iepazīsimies. Tālāk jau arī likti pamati internacionalai ISA pielāgošanas sistemai valstīm ar metrisko mēru sistemu, ko arī īsumā aplūkosim.

Ievērojot to, ka nav iespējams izveidot matematiski pareizi apstrādājamo daļu, nosaka 2 t. s. robežmērus: augšējo (G) un apakšējo (K), starp kuriem faktiskais izmērs F drīkst svārstīties. Diferenci starp abiem robežmēriem sauc par toleranci T = G—K. Par skaitliskām vērtībām turpmāk.



6. zīm.

Saskaņā ar dotām tolerancēm izveido t. s. robežkalibrus, kas atļauj noteikt, vai apstrādājamā daļa atrodas starp robežmēriem, t. i. tolerances robežās. Uz kalibra ir simbols, kas atbilst tādam pašam simbolam zīmējumā, un 2 mērošanas ierīces; viena atbilst augšējam robežmēram G, otra apakšējam robežmēram K. Piem., 6. zīm. attēloti kalibri pielāgojamai cilindriskai daļai un urbumam ar nominalmēru 40 mm.

Lietojot šeit uzrādītos simbolus, uz zīmējuma vārpstas ⌀ būtu jāapzīmē ar 40 W un urbuma ⌀ ar 40 LL; tad mēs dabūtu noteiktu sēžu, kuras veids atkarātos no kalibros pielaistām izmēru diferencēm, un kuras raksturs ietverts simbolos W un LL; nominalmērs būtu dots ar skaitli 40 (mm).

Diferences starp robežmēriem vai faktisko izmēru un nominalmēru sauc par deviacijām. Dabūjam: 1) augšējo deviaciju (OA): OA = G—N; 2) apakšējo deviaciju (UA): UA = K—N; un 3) faktisko deviaciju (FA): FA = F—N. Zīme var būt pozitiva vai negativa.

Ja negrib lietot simbolus, varētu arī ar deviaciju palīdzību apzīmēt uz zīmējuma apstrādāšanas noteiktības pakāpi un faktiskā izmēra atšķirību no nominalmēra. Piem.: N = 40 mm; G = 39,98 mm; K =

39,95 mm. Tad: OA = 39,98—40 = — 0,02 mm; UA = 39,95—40 = = — 0,05 mm, un daļas ⌀ varētu apzīmēt 40 ⌀ $\frac{-0,02}{-0,05}$; apstrādāšanas noteiktība redzama no tolerances T = G—K = = OA—UA = —0,02+0,05 = 0,03 mm. Ja vārpsta faktiski iznākusi 39,96 mm resna, tad FA = 39,96—40 = — 0,04 mm.

Kā jau agrāk minēts, dažādu sēžu, t. i. dažāda sakara veida gadījumos starp 2 apstrādājamām daļām (šeit cilindru un urbumu) vajadzīga lielāka vai mazāka diference starp abu daļu ⌀⌀ atkarībā no sēžas uzdevuma. Vispārīgi runājot, daļas var būt savienotas tā, ka: 1) vai nu cilindram jākustas kaut kādā veidā urbumā; tad dabūjam t. s. kustības sēžas; 2) vai arī daļām jābūt nekustīgi savienotām; tad mums ir darīšana ar t. s. nekustīgām jeb miera stāvokļa sēžām. Kustības sēžās, acīmredzot, diferencei starp cilindra un urbuma ⌀⌀ jābūt relativi ievērojamai, un pie tam urbuma ⌀ arvien lielāks par cilindra ⌀; caurmēru diferenci sauc par spēli. Nekustīgās sēžās spēle būs daudz mazāka un ļoti ciešās sēžās var pat pāriet negatīvā spēlē jeb virsmērā, t. i. urbuma ⌀ šeit var būt mazāks par cilindra ⌀; piem., karstā stāvoklī uzvilktos gredzenos, turbinu ripās, vagonu asīs u. t. t.

Toleranču dēļ spēles kaut kādai noteiktai sēžai patiesībā nekad nebūs vienādas. Jo lielākas tolerances pielaiž, jo lielākas būs spēļu svārstības un otrādi. Principā, saprotams, vēlams strādāt ar iespējami mazām spēļu svārstībām, citiem vārdiem — vilkt toleranču robežas pēc iespējas šaurāk. Diemžēl, tas tikai par daudz izmaksātu. Starp apstrādāšanas noteiktību un izmaksu pastāv apmēram hiperboliska funkcionala sakarība: izmaksa apmēram pretēji proporcionala tolerancei. Konstruktora uzdevums tādēļ izvēlēties taisni tik lielu apstrādāšanas noteiktību, kāda nepieciešama konstrukcijai, lai no vienas puses viņu par daudz nesadārdzinātu, no otras — nepazeminātu tās kvalitati. Šinī ziņā ikkatrai pielāgojumu sistemai jānāk konstruktoram pretim; tur būs jāparedz vairāki noteiktības jeb labuma gradi jeb t. s. „kvalitates" ar attiecīgām tolerancēm un kalibriem, lai apmierinātu visas iespējamās prasības.

Pamatojoties uz līdz šim sacīto, varam tagad definēt par daļu pielāgojumu sistemu ikkatru planveidīgu, visu

mašinbūvniecībā vajadzīgo sēžu veidu vai, vismaz, toleranču robežu sakopojumu ar attiecīgiem simboliskiem apzīmējumiem (burtiem, skaitļiem) vairākiem noteiktības gradiem un sēžu veidiem.

DIN pielāgojumu sistemas.

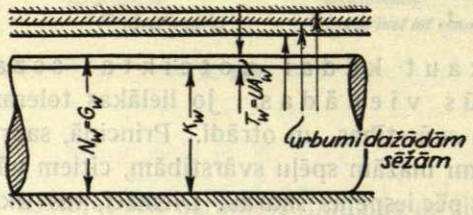
Kā uz piemēru varētu aizrādīt uz ļoti rūpīgi izstrādātām 2 vācu DIN pielāgojumu sistemām starp cilindra ķermeni un urbumu. Abām ir 4 noteiktības (labuma) gradi: 1) ļoti rūpīgais jeb cēlais pielāgojums *e*; 2) smalkais pielāgojums (bez apzīmējuma); 3) pussmalkais jeb gludais (Schlichtpassung) pielāgojums *s* un 4) rupjais pielāgojums *g*. Tolerances — kā jau to rāda nosaukums — būs 1. grupā vismazākās un 4. grupā vislielākās. Sēžu skaits ir katrā noteiktības gradā citāds: 1) ir 5 sēžas; 2) ir 10 sēžas; 3) ir 3 sēžas un 4) ir 4 sēžas, pavisam 22 sēžas.

Minētās DIN sistemas ir:

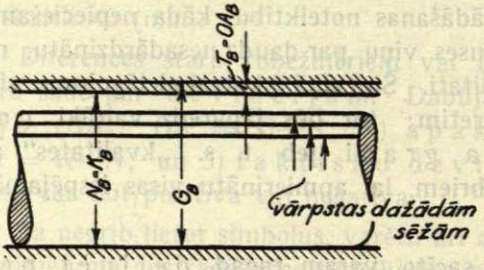
a) vienotās vārpstas sistema *W*;

b) vienotā urbuma sistema *B*.

Mazākās (+) un lielākās (—) spēles abās sistemās tām pašām sēžām ir vienādi lielas, gan ne lielākās (+) un mazākās (—) spēles; vispārīgi ņemot, abas sistemas no pielāgojuma viedokļa ir apmēram līdzvērtīgas. Viņas atšķiras principiali tajā ziņā, ka vienotās vārpstas sistemā *W* par pamatu deviaciju un spēļu noteikšanai zinamā mērā ņemta vārpsta, vienotā urbuma sistemā *B*, turpretim, urbums.



7. zīm.



8. zīm.

Pirmā — *W* sistemā **vārpstas** ⌀ tolerances katram noteiktības gradam ir tās pašas, neatkarīgi no sēžas; augšējā deviacija $OA_w = O$, t. i. nominalais izmērs līdzinas augšējam robežmēram:

$$N_w = G_w,$$

un tādēļ apakšējā deviacija līdzinas tolerancei:

$UA_w = T_w$. Urbumu ⌀⌀ deviacijas katrai sēžai šeit būs citādas, tā tad urbumu ⌀⌀ variacijas ļoti lielas (sk. 7. zīm.).

Otrā—*B* sistemā **urbuma** ⌀ tolerances katram noteiktības gradam ir tās pašas, neatkarīgi no sēžas; apakšējā deviacija $UA_B = 0$, t. i. nominalais izmērs līdzinas apakšējam robežmēram: $N_B = K_B$, un tādēļ augšējā deviacija līdzinas tolerancei: $OA_B = T_B$. Šeit vārpstu ⌀ deviacijas katrai sēžai būs citādas, tā tad vārpstu ⌀⌀ variacijas ļoti lielas (sk. 8. zīm.).

Pa lielākai daļai lieto vienotā urbuma sistemu B, jo tā ir praktiski ērtāka. Izgatavot dažāda ⌀ urbumus, kā to prasa W sistema, ir diezgan neērti: tas prasa lielu instrumentu daudzumu un pie tam ir grūtāk izpildams. Vārpstas var, turpretim, apvirpot vai noslīpēt līdz ikkatram vēlamam ⌀ ar to pašu instrumentu. W sistemu tādēļ vairāk lieto specialās nozarēs, kur tai dažreiz, salīdzinot ar B sistemu, ir priekšrocības. Piem., transmisiju būvē lieto garas, vienāda ⌀ vārpstas, kurām ar dažādām sēžām jāpielāgojas citām daļām: skriemeļiem, gultņiem, sajūgiem u. t. t. Ja šeit lietotu B sistemu, tad, acīmredzot, vārpstas ⌀⌀ dažādās vietās jābūt citādiem, kas praktiski grūti izpildams un katrā ziņā ļoti dārgi maksātu.

Deviaciju, toleranču un spēļu absolutās vērtības atkarājas no vārpstas vai urbuma ⌀; jo tas lielāks, jo lielākām jābūt deviacijām, tolerancēm un spēlēm tai pašā sēžas veidā. DIN sistemās deviaciju vērtības izteiktas t. s. pielāgojuma vienībās (Passungseinheit) **PE** mm, kur PE ir attiecīgi izvēlēta nominalmēra N funkcija, proti:

$$1\,PE = 0{,}005 \sqrt[3]{N\,mm}\ mm.$$

Izrēķinot šo izteiksmi dažādiem ⌀⌀ un ņemot vidējo skaitli lielākām caurmēru grupām, lai nebūtu pārāk daudz skaitlisko vērtību, dabūjam:

⌀ mm	1...3	> 3...6	> 6...10	> 10...18	> 18...30	> 30...50	>
1 PE =	6	8	10	12	15	18	μ

⌀ mm	> 50...80	> 80...120	> 120...180	> 180...260	>
1 PE =	20	22	25	30	μ

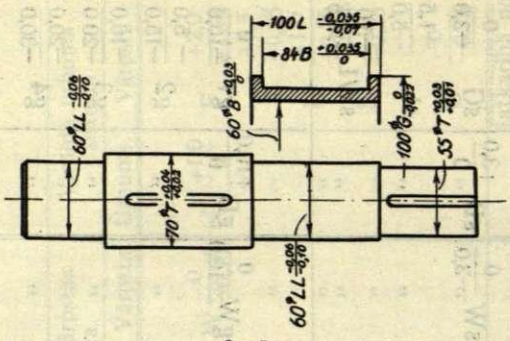
⌀ mm	> 260...360	> 360...500
1 PE =	35	40 μ

[1 μ = $^1/_{1000}$ mm; skaitļus apaļos mikronos lieto arī ISA sistemā, sk. turpmāk].

DIN pielāgojumu sistemas.

Noteiktības (labuma) grads			Sēžas	Vienotās vārpstas sistema		Vienotā urbuma sistema	
Nosaukums	Apzīmējums	Robežkalibru pazīme		Urbums	Vārpsta	Urbums	Vārpsta
Ļoti rūpīgais (cēlais) pielāgojums	e	zils	Miera stāvokļa sēžas				
			Ļoti rūpīgā ciešā sēža	eF $\frac{-1,0}{-2,0}$	W $\frac{0}{-0,75}$	eB $\frac{+1,0}{0}$	F $\frac{+2,0}{+1,25}$
			„ „ dzenamsēža	eT $\frac{-0,5}{-1,5}$	„	„	T $\frac{+1,5}{+0,75}$
			„ „ nepiln. miera stāvokļa sēža	eH $\frac{0}{-1,0}$	„	„	H $\frac{+1,0}{+0,25}$
			„ „ bīdamsēža	eS $\frac{+0,5}{-0,5}$	„	„	S $\frac{+0,5}{-0,25}$
			Kustības sēžas				
			Ļoti rūpīgā slīdamsēža	eG $\frac{+1,0}{0}$	„	„	G $\frac{0}{-0,75}$
Smalkais pielāgojums	—	melns	Miera stāvokļa sēžas	atkarībā no Ø, pieaugot ar to; tolerance=const 1,5 PE.			atkarībā no Ø, pieaugot ar to; tolerance=const 1 PE.
			Spiedamsēža	P $\frac{-2}{-3,5}$ maks.	W $\frac{0}{-1,0}$	B $\frac{+1,5}{0}$	P $\frac{+3,0}{+2,0}$ minim.
			Ciešā sēža	F $\frac{-0,5}{-2,0}$	„	„	F $\frac{+2,0}{+1,0}$
			Dzenamsēža	T $\frac{0}{-1,5}$	„	„	T $\frac{+1,5}{+0,5}$
			Nepilnīgā miera stāvokļa sēža . . .	H $\frac{+0,5}{-1,0}$	„	„	H $\frac{+1,0}{0}$
			Bīdamsēža	S $\frac{+1,0}{-0,5}$	„	„	S $\frac{+0,5}{-0,5}$

			Kustības sēžas						
			Slīdamsēža	G $\frac{+1,5}{0}$	„	„	G $\frac{0}{-1,0}$		
			Skrejamsēža, šaurā	EL $\frac{+2,0}{+0,5}$	„	„	EL $\frac{-0,5}{-1,5}$		
			„	L $\frac{+3,5}{+1,5}$	„	„	L $\frac{-1,5}{-3,0}$		
			„ vieglā	LL $\frac{+5,5}{+3,0}$	„	„	LL $\frac{-3,0}{-5,0}$		
			„ plašā	WL $\frac{+8,0}{+5,0}$	„	„	WL $\frac{-5,0}{-7,5}$		
Pussmalkais (gludais) pielāgojums	s	dzeltens	Kustības sēžas						
			Pussmalkā slīdamsēža	sG $\frac{+3,0}{0}$	sW $\frac{0}{-3,0}$	sB $\frac{+3,0}{0}$	sG $\frac{0}{-3,0}$		
			„ skrejamsēža	sL $\frac{+5,0}{+1,5}$	„	„	sL $\frac{-1,5}{-5,0}$		
			„ plašā skrejamsēža	sWL $\frac{+10,5}{+5,0}$	„	„	sWL $\frac{-5,0}{-10,5}$		
Rupjais pielāgojums	g	gaiši zaļš	Kustības sēžas						
			g1	g1 $\frac{+10,0}{0}$	gW $\frac{0}{-10,0}$	gB $\frac{+10,0}{0}$	g1 $\frac{0}{-10,0}$		
			g2	g2 $\frac{+15,0}{+5,0}$	„	„	g2 $\frac{-5,0}{-15,0}$		
			g3	g3 $\frac{+20,0}{+10,0}$	„	„	g3 $\frac{-10,0}{-20,0}$		
			g4	g4 $\frac{+30,0}{+20,0}$	„	„	g4 $\frac{-20,0}{-30,0}$		



9. zīm.

Sēžu sakopojumu sk. 22. un 23. lappusē.

9. zīm. parādīti izmēru apzīmējumi pēc vienotā urbuma sistemas vārpstai un ieliktnim (urbumam).

Piezīme: Apstrādāšanas noteiktības (resp. kalibru lietošanas) apzīmēšanai nav jālieto burti un skaitļi reizē, kā parādīts 9. zīm., bet tikai vai nu vieni, vai otri.

ISA pielāgojumu sistema.

Kā 18. lpp. minēts, patlaban jau var saskatīt arī sākumus pielāgošanas darba standartizacijai plašākā internacionalā mērogā, kas izpaužas t. s. ISA sistemā. Nosaukums cēlies no starptautiskās standartizacijas apvienības saīsinātā apzīmējuma (International Federation of the National Standardizing Associations); 1926. g. sanāksmē New-York'ā šo jautājumu pirmo reizi pārrunāja. 13 valstis, kurās lieto metrisko mēru sistemu, pēc tam nodibināja komiteju, kas izstrādāja sistemas pamatus un pagaidām nobeigusi arī normēšanas darbu līdz ⌀ = =180 mm; provizoriski darbs izdarīts arī jau līdz ⌀ = 500 mm un, cerams, drīzā nākotnē tiks turpināts arī lielāko ⌀⌀ robežās. Mazākiem ⌀⌀ šīs ISA normas jau arī diezgan plaši lieto; arī Vācijā tās izdotas kā DIN normlapas, tā tad pastāv blakus agrāk aplūkotām DIN sistemām. Ar laiku, cerams, šī sistema visās valstīs, kas piedalijās tās izstrādāšanā, paliks vienīgā, un tad jau ar zinamām tiesībām varēs runāt par pielāgošanas darba internacionalizaciju.

No DIN sistemas ISA sistema atšķiras tajā ziņā, ka viņā sēžu veidi, resp. spēles starp diviem pielāgojamiem ķermeņiem principā nav normētas. Šeit normētas tikai tolerances un deviacijas apstrādājamām daļām: urbumiem un cilindriem. Tā kā deviacijas attiecībā pret nominalmēru vienam un tam pašam apstrādāšanas noteiktības gradam (t. i. vienādām tolerancēm), kas šeit nosauktas par kvalitati, pielaistas dažādas un pie tam sīkāk sadalītas nekā DIN sistemās, tad praktiski iespējams dabūt ne tikai visas tās sēžas, kas bija paredzētas DIN sistemās, bet vēl daudzas citas. Tās tikai nav, kā teikts, normētas, bet principiali pilnīgi atkarājas

no konstruktora gribas; atkarībā no tā, kā viņš kombinē ar dažādiem kalibriem apstrādātas daļas, viņš var iegūt kādas vien spēles viņam vajadzīgas. Šinī ziņā strādāšana ar ISA normām, sevišķi sākumā, daudz grūtāka, jo iespējams iegūt ļoti daudz kombinaciju, kas, saprotams, ne visas praktiski noderīgas. Konstruktoru darba atvieglošanai ISA komiteja gan izdevusi i e t e i c a m u šādu kombinaciju sarakstu, ar kurām var sasniegt ievērojami daudz mašinbūvniecībā vajadzīgo sēžu; tādi saraksti publicēti arī no dažu personu puses. Normētas šīs kombinacijas tomēr nav, tādēļ arī nesaista.

Pielaižamās tolerances ISA sistemā, tāpat kā DIN sistemās, izteic kā nominalmēra Nmm funkciju ar t. s. t o l e r a n c e s v i e n ī b u **i**, kas dota mikronos (μ):

$$i = (0{,}45\sqrt[3]{Nmm} + 0{,}001\,Nmm)\,\mu$$

[līdz $\varnothing = 180$, $10i \cong 1$ PE pēc DIN sistemas].

Apstrādājamo daļu k v a l i t a t i (resp. noteiktības gradu) apzīmē ar arabu skaitļiem 1...16; katrai kvalitatei atbilstošās toleranču skaitlisko vērtību rindas dažādiem $\varnothing\varnothing$ nosauc par ISA toleranču rindām un tās apzīmē ar IT 1...16 (visām 16 kvalitatēm).

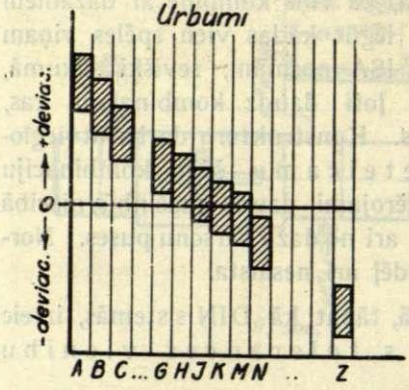
Mašinbūvniecībā pielāgojamo daļu kvalitates ir 5...11; kvalitates 1...4 domātas galvenokārt kalibru izgatavošanai, kvalitates 12...16 rupjiem technoloģiskiem darbiem (velmēšanai, presēšanai, frezēšanai, etc.).

Tolerances dažādām kvalitatēm ir šādas:

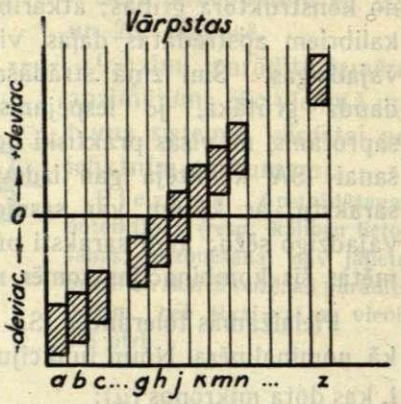
IT5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
~7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i

Kā 24. lappusē teikts, vienas un tās pašas kvalitates (resp. tolerances) gadijumā d e v i a c i j u vērtības (+, —, vai O) dažādiem t. s. t o l e r a n č u l a u k u m i e m pielaistas dažādas (salīdzinot ar nominalmēru), lai varētu dabūt dažādas miera stāvokļa vai kustības sēžas. Urbumiem šie toleranču laukumi apzīmēti ar lieliem latiņu burtiem A, B, C... [izņemot I, L, O, Q, W], cilindriem ar maziem latiņu burtiem a, b, c... [izņemot i, l, o, q, w].

Toleranču laukumi ar burtiem A...G, resp. a—g domāti kustības sēžām. U r b u m i e m tādēļ šeit abas deviacijas ir pozitivas, t. i.: urbums būs arvien lielāks par nominalmēru, pie tam jo vairāk, jo tuvāk sākumam atrodas burts (sk. 10. zīm); tādēļ, jo tuvāk sākumam atrodas burts, jo lielākas spēles sasniedzamas. L a u k u m s a r b u r t u H



10. zīm.



11. zīm.

atbilst vienotā urbuma laukumam DIN sistemā, jo šeit apakšējā deviacija ir nulle. To var izlietot kā kustības, tā miera stāvokļa sēžām.

Cilindriem a...g laukumos abas deviacijas ir negatīvas, t. i. šeit cilindrs ir arvien mazāks par nominālmēru, un atkal jo vairāk, jo tuvāk sākumam atrodas burts (sk. 11. zīm.); ja grib lielu spēli, tad jāizvēlas tolerances laukums ar tādu burtu. Laukums ar burtu h atbilst vienotās vārpstas laukumam DIN sistemā, jo šeit augšējā deviacija ir nulle. To var izlietot kā kustības, tā miera stāvokļa sēžām.

Toleranču laukumi ar burtiem J...P (resp. j... p) domāti parastām (līdz ciešai sēžai) miera stāvokļa sēžām, ja kvalitate ir augstāka; ja kvalitate ir zemāka, izgatavotās daļas vai nu pavisam nav domātas pielāgošanai, vai arī šie toleranču laukumi noderīgi par normām daļu rupjai iepriekšējai apstrādāšanai. Toleranču laukumi ar burtiem R... Z (resp. r... z) domāti vēl ciešākām miera stāvokļa sēžām, proti, spiedamsēžām un DIN sistēmās neaplūkotām sēžām, kas rodas no karstā stāvoklī uzvilktā gredzena saraukšanās.

Visos šajos toleranču laukumos deviacijas ir jo lielākas, jo tālāk burts atrodas no burta J (resp. j) (sk. 10. un 11. zīm.).

Urbumos tādēļ caurmēri paliek arvien mazāki; ja kvalitate ir relativi augsta (piem., 6), mēs dabūjam 10. zīm. attēloto ainu: toleranču laukumi J un K vēl sadalas pa abām pusēm no nominālmēra (nullinijas skicē), pie kam K atrodas zemāk. Tālāk toleranču laukumi ar-

vien tālāk pārbīdas uz leju. Ja kvalitate ir zemāka, aina ir apm. tā pati, tikai toleranču laukumu lielākā garuma dēļ vēl U laukums var iet pāri nullinijai, kā arī N laukumi sasniegt nulliniju. Acīmredzot, jo ciešāku sēžu vēlamies sasniegt, jo tālāk nost no J mums jāizvēlas tolerances laukums.

C i l i n d r u caurmēri turpretim paliek arvien lielāki, jo vairāk attālinamies no *j* (sk. 11. zīm.); *j* laukums atrodas vēl pa abām pusēm no nullinijas (nominalmēra), *k* laukums vēl sasniedz nulliniju ar savu pamatu, bet visi pārējie laukumi atrodas virs tās. Jo ciešāku sēžu mēs vēlamies sasniegt, jo tālāk nost no *j* jāizvēlas tolerances laukums.

Kombinējot kādu burtu ar skaitli, piem., H7, b11, N6 u. t. t., apstrādājamās daļas izmēru svārstības ir pilnīgi noteiktas: s k a i t l i s, kā 25. lpp., redzējam rāda k v a l i t a t i, t. i. pielaižamo toleranci, un b u r t s attiecīgā t o l e r a n c e s l a u k u m a s t ā v o k l i, t. i. deviacijas relativi pret nominalmēru; lietojot kalibrus ar attiecīgo simbolu kombinaciju, apstrādājamā daļa viegli kontrolējama.

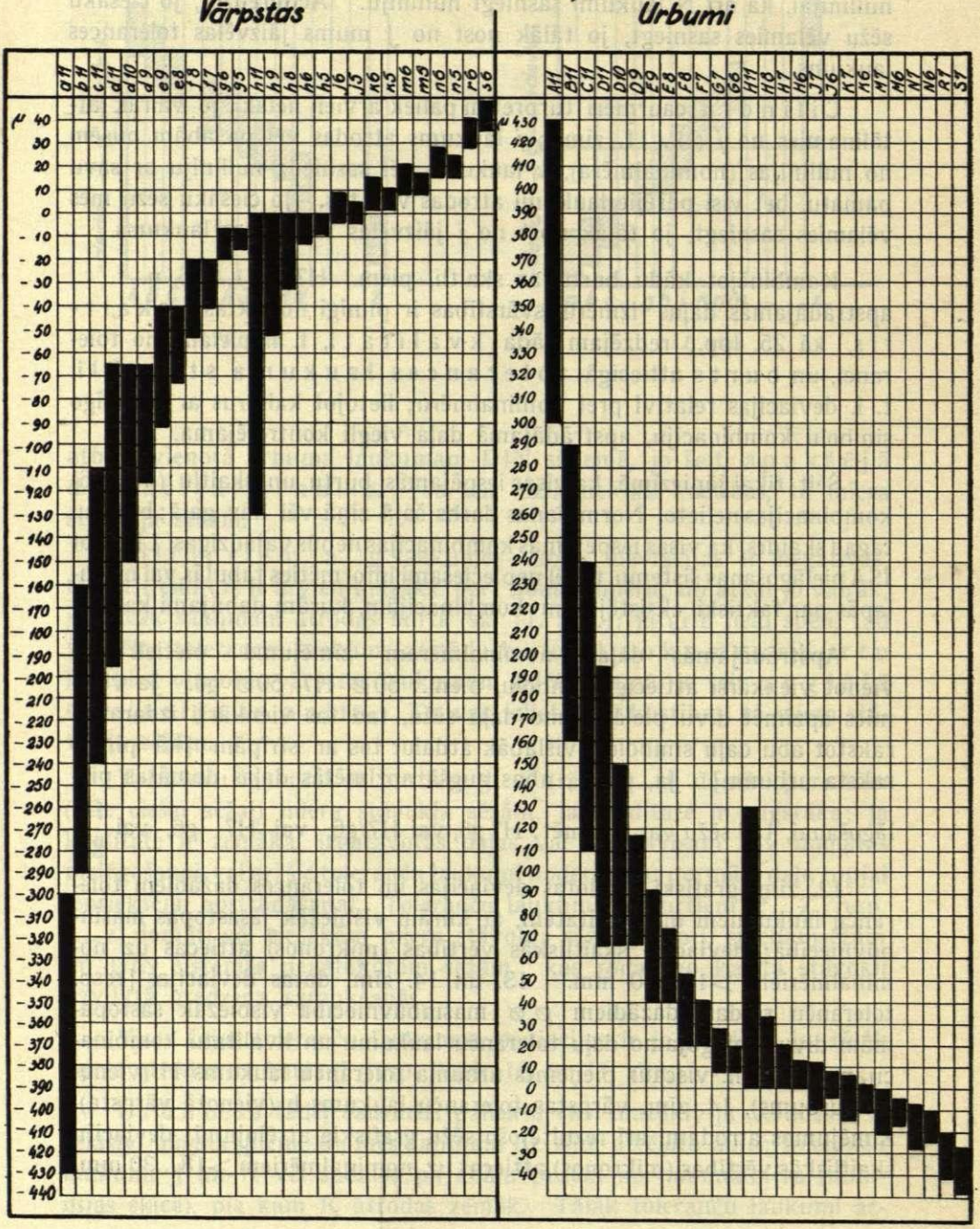
Šeit tikai jāpiezīmē, ka visas iespējamās burtu un skaitļu (līdz 16) kombinacijas nelieto. Normēšanas darbs šajā ziņā vēl nav galā; bet jau tagad skaidrs, ka visas iespējamās kombinacijas nebūs vajadzīgas. Lietojot ISA pielāgošanas sistemu, tādēļ nepieciešami informēties tabulās vai normlapās par faktiski eksistējošām kombinacijām, kurām dabūjami kalibri.

Apstrādājamās daļas nominalmēram zīmējumā pietiek pievienot vienkārši attiecīgo simbolu, piem.: 50⌀ H7, 50⌀ g6. Ja vēlamies apzīmēt divu pielāgojamo daļu sēžu, tad tas vienkārši izdarams, rakstot abu daļu simbolus, vislabāk atdalot tos ar strīpām [kā pirmo raksta urbumu]. Ja, piem., abas augšā apzīmētās daļas domātas pielāgošanai, tad sēžu var apzīmēt: H7 g6, vai H7/g6, vai H7—g6, vai $\frac{H7}{g6}$.

12. zīm. grafiski attēlotas deviacijas un tolerances dažādiem toleranču laukumiem un kvalitatēm, ar kurām visbiežāk jāsastopas mašinbūvniecībā; deviaciju skaitliskās vērtības (mikronos) attiecas uz nominalmēriem >18...30 mm. 13. un 14. zīm. dotas deviacijas [resp. toleranču rindas] dažādiem ⌀⌀ mašinbūvniecībā visbiežāk sastopamām divu pielāgojamo daļu toleranču laukumu un kvalitatu kombinacijām; 13. zīm. viscaur pieņemts urbuma toleranču laukums H (vienotais urbums), 14. zīm. vārpstas toleranču laukums h (vienotā vārpsta). Zīmējumos atrodami arī rezultējošo sēžu grafiskie attēlojumi; deviaciju skaitliskās vērtības (mikronos) attiecas uz nominalmēriem >18...30 mm.

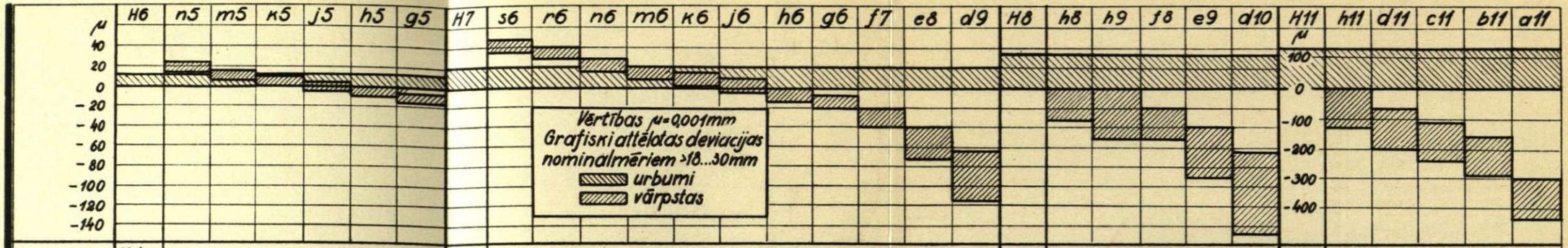
ISA Tolerances, sagrupētas pēc simboliem.

(nominālmēriem >18–30 mm)



ISA pielāgošanas sistema.

Vienotais urbums.–Deviacijas.



Nominalmēri mm	Urbumi H6	Vārpstas n5	m5	k5	j5	h5	g5
1 ... 3	+7	+11	+7		+4	0	-3
	0	+6	+2	–	-1	-5	-8
>3 ... 6	+8	+13	+9	–	+4	0	-4
	0	+8	+4	–	-1	-5	-9
>6 .. 10	+9	+16	+12	+7	+4	0	-5
	0	+10	+6	+1	-2	-6	-11
>10 .. 18	+11	+20	+15	+9	+5	0	-6
	0	+12	+7	+1	-3	-8	-14
>18 ... 30	+13	+24	+17	+11	+5	0	-7
	0	+15	+8	+2	-4	-9	-16
>30 ... 40	+16	+28	+20	+13	+6	0	-9
>40 ... 50	0	+17	+9	+2	-5	-11	-20
>50 ... 65	+19	+33	+24	+15	+6	0	-10
>65 ... 80	0	+20	+11	+2	-7	-13	-23
>80 ... 100	+22	+38	+28	+18	+6	0	-12
>100 ... 120	0	+23	+13	+3	-9	-15	-27
>120 ... 140							
>140 ... 160	+25	+45	+33	+21	+7	0	-14
>160 ... 180	0	+27	+15	+3	-11	-18	-32
>180 ... 200							
>200 ... 225	+29	+51	+37	+24	+7	0	-15
>225 ... 250	0	+31	+17	+4	-13	-20	-35
>250 ... 260							
>260 ... 280	+32	+57	+43	+27	+7	0	-17
>280 ... 315	0	+34	+20	+4	-16	-23	-40
>315 ... 355							
>355 ... 360	+36	+62	+46	+29	+7	0	-18
>360 ... 400	0	+37	+21	+4	-18	-25	-43
>400 ... 450	+40	+67	+50	+32	+7	0	-20
>450 ... 500	0	+40	+23	+5	-20	-27	-47

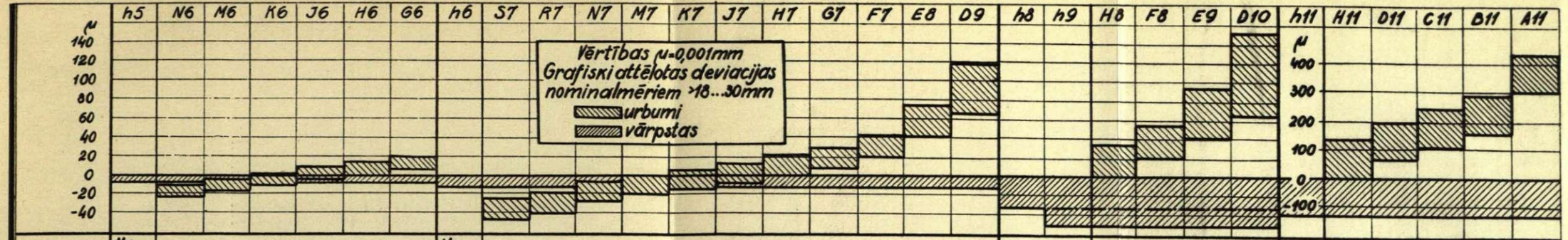
Nominalmēri mm	Urbumi H7	Vārpstas s6	r6	n6	m6	k6	j6	h6	g6	f7	e8	d9
1 ... 3	+9	+22	+19	+13	+9	-	+6	0	-3	-7	-14	-20
	0	+15	+12	+6	+2	-	-1	-7	-10	-16	-28	-45
>3 ... 6	+12	+27	+23	+16	+12	-	+7	0	-4	-10	-20	-30
	0	+19	+15	+8	+4	-	-1	-8	-12	-22	-38	-60
>6 .. 10	+15	+32	+28	+19	+15	+10	+7	0	-5	-13	-25	-40
	0	+23	+19	+10	+6	+1	-2	-9	-14	-28	-47	-76
>10 .. 18	+18	+39	+34	+23	+18	+12	+8	0	-6	-16	-32	-50
	0	+28	+23	+12	+7	+1	-3	-11	-17	-34	-59	-93
>18 ... 30	+21	+48	+41	+28	+21	+15	+9	0	-7	-20	-40	-65
	0	+35	+28	+15	+8	+2	-4	-13	-20	-41	-73	-117
>30 ... 40	+25	+59	+50	+33	+25	+18	+11	0	-9	-25	-50	-80
>40 ... 50	0	+43	+34	+17	+9	+2	-5	-16	-25	-50	-89	-142
>50 ... 65	+30	+72 +53	+60 +41	+39	+30	+21	+12	0	-10	-30	-60	-100
>65 ... 80	0	+78 +59	+62 +43	+20	+11	+2	-7	-19	-29	-60	-106	-174
>80 ... 100	+35	+93 +71	+73 +51	+45	+35	+25	+13	0	-12	-36	-72	-120
>100 ... 120	0	+101 +79	+76 +54	+23	+13	+3	-9	-22	-34	-71	-126	-207
>120 ... 140		+117 +92	+88 +63									
>140 ... 160	+40	+125 +100	+90 +65	+52 +27	+40 +15	+28 +3	+14 -11	0 -25	-14 -39	-43 -83	-85 -148	-145 -245
>160 ... 180		+133 +108	+93 +68									
>180 ... 200		+151 +122	+106 +77									
>200 ... 225	+46	+159 +130	+109 +80	+60 +31	+46 +17	+33 +4	+16 -13	0 -29	-15 -44	-50 -96	-100 -172	-170 -285
>225 ... 250		+169 +140	+113 +84									
>250 ... 260		+190 +158	+126 +94									
>260 ... 280	+52	+190 +158	+126 +94	+66 +34	+52 +20	+36 +4	+16 -16	0 -32	-17 -49	-56 -108	-110 -191	-190 -320
>280 ... 315	0	+202 +170	+130 +98									
>315 ... 355		+226 +190	+144 +108									
>355 ... 360	+57	+244 +208	+150 +114	+73 +37	+57 +21	+40 +4	+18 -18	0 -36	-18 -54	-62 -119	-125 -214	-210 -350
>360 ... 400	0	+244 +208	+150 +114									
>400 ... 450	+63	+272 +232	+166 +126	+80 +40	+63 +23	+45 +5	+20 -20	0 -40	-20 -60	-68 -131	-135 -232	-230 -385
>450 ... 500	0	+292 +252	+172 +132									

Nominalmēri mm	Urbumi H8	Vārpstas h8	h9	f8	e9	d10
1 ... 3	+14	0	0	-7	-14	-20
	0	-14	-25	-21	-39	-60
>3 ... 6	+18	0	0	-10	-20	-30
	0	-18	-30	-28	-50	-78
>6 .. 10	+22	0	0	-13	-25	-40
	0	-22	-36	-35	-61	-98
>10 .. 18	+27	0	0	-16	-32	-50
	0	-27	-43	-43	-75	-120
>18 ... 30	+35	0	0	-20	-40	-65
	0	-33	-52	-53	-92	-149
>30 ... 40	+39	0	0	-25	-50	-80
>40 ... 50	0	-39	-62	-64	-112	-180
>50 ... 65	+46	0	0	-30	-60	-100
>65 ... 80	0	-46	-74	-76	-134	-220
>80 ... 100	+54	0	0	-36	-72	-120
>100 ... 120	0	-54	-87	-90	-159	-260
>120 ... 140						
>140 ... 160	+63	0	0	-43	-85	-145
>160 ... 180	0	-63	-100	-106	-185	-305
>180 ... 200						
>200 ... 225	+72	0	0	-50	-100	-170
>225 ... 250	0	-72	-115	-122	-215	-355
>250 ... 260						
>260 ... 280	+81	0	0	-56	-110	-190
>280 ... 315	0	-81	-130	-137	-240	-400
>315 ... 355						
>355 ... 360	+89	0	0	-62	-125	-210
>360 ... 400	0	-89	-140	-151	-265	-440
>400 ... 450	+97	0	0	-68	-135	-230
>450 ... 500	0	-97	-155	-165	-290	-480

Nominalmēri mm	Urbumi H11	Vārpstas h11	d11	c11	b11	a11
1 ... 3	+60	0	-20	-60	-140	-270
	0	-60	-80	-120	-200	-330
>3 ... 6	+75	0	-30	-70	-140	-270
	0	-75	-105	-145	-215	-343
>6 .. 10	+90	0	-40	-80	-150	-280
	0	-90	-130	-170	-240	-370
>10 .. 18	+110	0	-50	-95	-150	-290
	0	-110	-160	-205	-260	-400
>18 ... 30	+130	0	-65	-110	-160	-300
	0	-130	-195	-240	-290	-430
>30 ... 40	+160	0	-80	-120 -280	-170 -330	-310 -470
>40 ... 50	0	-160	-240	-130 -290	-180 -340	-320 -480
>50 ... 65	+190	0	-100	-140 -330	-190 -380	-340 -530
>65 ... 80	0	-190	-290	-150 -340	-200 -390	-360 -550
>80 ... 100	+220	0	-120	-170 -390	-220 -440	-380 -600
>100 ... 120	0	-220	-340	-180 -400	-240 -460	-410 -630
>120 ... 140				-200 -450	-260 -510	-460 -710
>140 ... 160	+250	0	-145	-210 -460	-280 -530	-520 -770
>160 ... 180	0	-250	-395	-230 -480	-310 -560	-580 -830
>180 ... 200				-240 -530	-340 -630	-660 -950
>200 ... 225	+290	0	-170	-260 -550	-380 -670	-740 -1030
>225 ... 250	0	-290	-460	-280 -570	-420 -710	-820 -1110
>250 ... 260				-300 -620	-480 -800	-920 -1240
>260 ... 280	+320	0	-190	-300 -620	-480 -800	-920 -1240
>280 ... 315	0	-320	-510	-330 -650	-540 -860	-1050 -1370
>315 ... 355				-360 -720	-600 -960	-1200 -1560
>355 ... 360	+360	0	-210	-400 -760	-680 -1040	-1350 -1710
>360 ... 400	0	-360	-570	-400 -760	-680 -1040	-1350 -1710
>400 ... 450	+400	0	-230	-440 -840	-760 -1160	-1500 -1900
>450 ... 500	0	-400	-630	-480 -880	-840 -1240	-1650 -2050

ISA pielāgošanas sistema.

Vienotā vārpsta.-Deviacijas.



Nominalmēri	Vārpstas	Urbumi						Vārpstas	Urbumi										Vārpstas		Urbumi				Vārpstas	Urbumi				
mm	h5	N6	M6	K6	J6	H6	G6	h6	S7	R7	N7	M7	K7	J7	H7	G7	F7	E8	D9	h8	h9	H8	F8	E9	D10	h11	H11	D11	C11	B11	A11
1... 3	0 -5	-4 -11	0 -7	– –	+3 -4	+7 0	+10 +3	0 -7	-13 -22	-10 -19	-4 -13	0 -9	– –	+3 -6	+9 0	+12 +3	+16 +7	+28 +14	+45 +20	0 -14	0 -25	+14 0	+21 +7	+39 +14	+60 +20	0 -60	+60 0	+80 +20	+120 +60	+200 +140	+330 +270
>3... 6	0 -5	-5 -13	-1 -9	– –	+4 -4	+8 0	+12 +4	0 -8	-15 -27	-11 -23	-4 -16	0 -12	– –	+5 -7	+12 0	+16 +4	+22 +10	+38 +20	+60 +30	0 -18	0 -30	+18 0	+28 +10	+50 +20	+78 +30	0 -75	+75 0	+105 +30	+145 +70	+215 +140	+345 +270
>6... 10	0 -6	-7 -16	-3 -12	+2 -7	+5 -4	+9 0	+14 +5	0 -9	-17 -32	-13 -28	-4 -19	0 -15	+5 -10	+8 -7	+15 0	+20 +5	+28 +13	+47 +25	+76 +40	0 -22	0 -36	+22 0	+35 +13	+61 +25	+98 +40	0 -90	+90 0	+130 +40	+170 +80	+240 +150	+370 +280
>10... 18	0 -8	-9 -20	-4 -15	+2 -9	+6 -5	+11 0	+17 +6	0 -11	-21 -39	-16 -34	-5 -23	0 -18	+6 -12	+10 -8	+18 0	+24 +6	+34 +16	+59 +32	+93 +50	0 -27	0 -43	+27 0	+43 +16	+75 +32	+120 +50	0 -110	+110 0	+160 +50	+205 +95	+260 +150	+400 +290
>18... 30	0 -9	-11 -24	-4 -17	+2 -11	+8 -5	+13 0	+20 +7	0 -13	-27 -48	-20 -41	-7 -28	0 -21	+6 -15	+12 -9	+21 0	+28 +7	+41 +20	+73 +40	+117 +65	0 -33	0 -52	+33 0	+53 +20	+92 +40	+149 +65	0 -130	+130 0	+195 +65	+240 +110	+290 +160	+430 +300
>30... 40	0 -11	-12 -28	-4 -20	+3 -13	+10 -6	+16 0	+25 +9	0 -18	-34 -59	-25 -50	-8 -33	0 -25	+7 -18	+14 -11	+25 0	+34 +9	+50 +25	+89 +50	+142 +80	0 -39	0 -62	+39 0	+64 +25	+112 +50	+180 +80	0 -160	+160 0	+240 +80	+280 +120	+330 +170	+470 +310
>40... 50																												+290 +130	+340 +180	+480 +320
>50... 65	0 -13	-14 -33	-5 -24	+4 -15	+13 -6	+19 0	+29 +10	0 -19	-42 -72	-30 -60	-9 -39	0 -30	+9 -21	+18 -12	+30 0	+40 +10	+60 +30	+106 +60	+174 +100	0 -46	0 -74	+46 0	+76 +30	+134 +60	+220 +100	0 -190	+190 0	+290 +100	+330 +140	+380 +190	+530 +340
>65... 80									-48 -78	-32 -62																		+340 +150	+390 +200	+550 +360
>80... 100	0 -15	-16 -38	-6 -28	+4 -18	+16 -6	+22 0	+34 +12	0 -22	-58 -93	-38 -73	-10 -45	0 -35	+10 -25	+22 -13	+35 0	+47 +12	+71 +36	+126 +72	+207 +120	0 -54	0 -87	+54 0	+90 +36	+159 +72	+260 +120	0 -220	+220 0	+340 +120	+390 +170	+440 +220	+600 +380
>100...120									-66 -101	-41 -76																		+400 +180	+460 +240	+630 +410
>120... 140	0 -18	-20 -45	-8 -33	+4 -21	+18 -7	+25 0	+39 +14	0 -25	-77 -117	-48 -88	-12 -52	0 -40	+12 -28	+26 -14	+40 0	+54 +14	+83 +43	+148 +85	+245 +145	0 -63	0 -100	+63 0	+106 +43	+185 +85	+305 +145	0 -250	+250 0	+395 +145	+450 +200	+510 +260	+710 +460
>140... 160									-85 -125	-50 -90																		+460 +210	+530 +280	+770 +520
>160... 180									-93 -133	-53 -93																		+480 +230	+560 +310	+830 +580
>180...200	0 -20	-22 -51	-8 -37	+5 -24	+22 -7	+29 0	+44 +15	0 -29	-105 -151	-60 -106	-14 -60	0 -46	+13 -33	+30 -16	+46 0	+61 +15	+96 +50	+172 +100	+285 +170	0 -72	0 -115	+72 0	+122 +50	+215 +100	+355 +170	0 -290	+290 0	+460 +170	+530 +240	+630 +340	+930 +660
>200...225									-113 -159	-63 -109																		+550 +260	+670 +380	+1030 +740
>225...250									-123 -169	-67 -113																		+570 +280	+710 +420	+1110 +820
>250...260	0 -23	-25 -57	-9 -41	+5 -27	+25 -7	+32 0	+49 +17	0 -32	-138 -190	-74 -126	-14 -66	0 -52	+16 -36	+36 -16	+52 0	+69 +17	+108 +56	+191 +110	+320 +190	0 -81	0 -130	+81 0	+137 +56	+240 +110	+400 +190	0 -320	+320 0	+510 +190	+620 +300	+800 +480	+1240 +920
>260...280									-138 -190	-74 -126																		+620 +300	+800 +480	+1240 +920
>280...315									-150 -202	-78 -130																		+650 +330	+860 +540	+1370 +1050
>315...355	0 -25	-26 -62	-10 -46	+7 -29	+29 -7	+36 0	+54 +18	0 -36	-169 -226	-87 -144	-16 -73	0 -57	+17 -40	+39 -18	+57 0	+75 +18	+119 +62	+214 +125	+350 +210	0 -89	0 -140	+89 0	+151 +62	+265 +125	+440 +210	0 -360	+360 0	+570 +210	+720 +360	+980 +600	+1560 +1200
>355...360									-187 -244	-93 -150																		+760 +400	+1040 +680	+1710 +1350
>360...400									-187 -244	-93 -150																		+760 +400	+1040 +680	+1710 +1350
>400...450	0 -27	-27 -67	-10 -50	+8 -32	+33 -7	+40 0	+60 +20	0 -40	-209 -272	-103 -166	-17 -80	0 -63	+18 -45	+43 -20	+63 0	+83 +20	+131 +68	+232 +135	+385 +230	0 -97	0 -155	+97 0	+165 +68	+290 +135	+480 +230	0 -400	+400 0	+630 +230	+840 +440	+1160 +760	+1900 +1500
>450...500									-229 -292	-109 -172																		+880 +480	+1240 +840	+2050 +1650

Vispārīgi aizrādījumi par konstruēšanu un aprēķinu.

Kādas mašinas vai tās daļas konstruēšanu ar attiecīgo aprēķinu nevar uzskatīt par tīri matematisku, noteiktu uzdevumu. Formali runājot, šeit nezināmo skaits ir lielāks par nolīdzinājumu skaitu, un tādēļ gandrīz vienmēr iespējamas daudzas atrisinājumu variacijas. Liekās nezināmo vērtības vienkārši jāpieņem, un atkarībā no šiem pieņēmumiem dabūjam, acīmredzot, veselu atrisinājumu virkni. Ne visi atrisinājumi praktiski noderīgi; tomēr samērā reti lieta tā nostādīta, ka viens vienīgs atrisinājums noderīgs. Pietiek tikai palūkoties, kā vienam uzdevumam no dažādām firmām radītā daļa vai mašina konstruktivi atšķiras, lai saprastu, ka tiešām dažādi ceļi ved pie viena mērķa.

Rādīt, kā īsti kāda mašina vai tās daļa jāizveido, kādi pieņēmumi noderīgi spraustā mērķa sasniegšanai un kādi atmetami, var tikai prakse un zināma intuicija, kuras nozīmi šeit tikpat veltīgi liegt kā visur citur, kur strādā radošu darbu; tas nenozīmē, ka — vismaz sākumā, kamēr konstruktors mācas savam uzdevumam — nebūtu jāņem vērā par zinamu paraugu tas, ko agrāk jau citi izdarijuši. Šeit tikai gribētos aizrādīt, ka akla paraugu kopēšana nav īsti konstruktivs radošs darbs un ka vislielākā prakse kopēšanas darbā nepalīdzēs kādam tikt par konstruktoru īstā vārda nozīmē, t. i. piedalīties technikas progresā.

Projektējot kādu mašinu, iepraktizējies konstruktors rīkojas gandrīz vienmēr tā, ka vispirms iegūst vai nu pats, vai no citiem, kas ar to speciali nodarbojas, konstruējamās mašinas galvenos techniskos datus un bieži vien arī galveno daļu vispārīgos izmērus; šos datus iegūst kā projektējamās mašinas teoretiskā aprēķina rezultatu, piem., tvaika mašinas gadijumā no termodinamiskā aprēķina, ūdens turbinas gadijumā no hidrauliskā aprēķina u. t. t. Ar šiem galveniem datiem konstruktors uzmet iepriekšēju mašinas skici zinamā mērogā un tad kontrolē atsevišķās daļas stipruma, deformacijas, nolietošanas, silšanas ziņā u. t. t. pēc vajadzības. Ja kontroles aprēķins rāda, ka kādas daļas neatbilst prasībām, konstruktors tās maina, un līdz ar to pēc vajadzības arī kaimiņu daļas, pa ceļam visu laiku kontrolējot savas konstrukcijas, kamēr visas prasības nav apmierinātas; tad konstruēšanas darbu var jau izdarīt galīgā veidā.

Apmēram tāds ceļš ieteicams arī tam, kas izdara konstruēšana darbu pirmo reizi, tā vienkāršā iemesla dēļ, ka aprēķins tā iznāk parasti daudz vienkāršāks, nekā pilnīgs iepriekšējs aprēķins bieži ar veselu rindu nezinamo, kuru vērtības uz labu laimi jāpieņem. Bet tas vēl nav

viss: izdarot aprēķinu paralleli konstrukcijas darbam vairāk kontroles dēļ, daudz labāk attīstas katram tehniķim nepieciešamā t. s. „konstruktora nojauta"; acs daudz vieglāk pierod pie pareizām un nepareizām proporcijām konstrukcijās, un ar laiku bieži ļoti pareizi novērtē vajadzīgos izmērus. Ar iepriekšēju, iespējami pilnīgu aprēķinu turpretim mums nav nekādas garantijas, ka mūsu pieņēmumi ir noderīgi un dos praktiski izdevīgu konstrukciju, jo skaitļi daudz grūtāk pārredzami nekā zīmējums. Nekad nav jāaizmirst agrāk sacītais, ka ne tikai stiprības aprēķins krīt svarā, bet arī citi viedokļi, kas spiež daudzās vietās pārdimensionēt konstrukcijas, proti: ērta izveidošana un apstrādāšana, lēta pašizmaksa, ērta apkalpošana u. t. t., un ka tādēļ līdz pēdējam sīkumam no stiprības viedokļa aprēķināta mašīna var dot konstruktivu unikumu, ko neviens neiedomāsies būvēt. Ja tomēr kāds vēlas iet šādu ceļu, t. i. aprēķināt iespējami pilnīgāk mašinu un tikai tad to konstruēt, tad katrā ziņā ieteicams izdarīt aprēķinus ar dažādiem pieņēmumiem, citiem vārdiem, vairākus parallelus aprēķinus, lai redzētu, kā pieņēmumu maiņa iespaido konstruktivo rezultatu, un tā palīdzētu atrast vajadzīgos samērus. Tomēr daudz ērtāk un katram ieteicamāk izdarīt aprēķinus paralleli konstruēšanas darbam — t. i. zīmēt un rēķināt reizē. Arī laika ziņā tā pa lielākai daļai varēs ietaupīt, jo kļūdas pieņēmumos spiedīs mainīt parasti tikai dažas konstruktivas daļas, bet ne visu mechanismu, kā tas var viegli gadīties, iepriekš visu pilnīgi aprēķinot.

Konstruējot kādu priekšmetu, tas jāzīmē tik daudz projekcijās un griezumos, lai tā izveidošana būtu iespējama bez jebkādām kļūdām un pārpratumiem, un lai kontrole, vai daļas var izveidot, apstrādāt un samontēt, vienmēr būtu iespējama projektēšanas laikā. Konstruktivie detaļi, kas nav labi saredzami pieņemtā mērogā, uzzīmējami atsevišķi piemērotā lielākā mērogā.

Aprēķinos jābūt nepieciešamām skicēm, kurās uzrādīti darbīgie spēki, ātrumi, kustības virzieni u. t. t. pēc vajadzības. Nepieciešamiem paskaidrojumiem jābūt iespējami īsiem un nepārprotamiem; ja tie vajadzīgi zīmējumos, tad tikai telegrammu stilā; bet arī aprēķinos jācenšas pēc iespējas atvietot garākus paskaidrojumus ar skicēm.

Vēl daudz svarīgāki par aprēķiniem ir zīmējumi (rasējumi). Zīmējums ir radošā konstruktivā darba gala rezultats: ar to beidzas konstruktora līdzdalība kāda priekšmeta radīšanā. Tam jābūt tādēļ tik skaidram, pilnīgam un nepārprotamam pat teoretiski maz izglītota strādnieka acīs, ka tas priekšmetu izgatavotu bez kļūdām un pārpratumiem taisni tādu, kā to domājis konstruktors. Tā kā bez tam zīmējums ir zināmā mērā internacionala tehniķu valoda, kas

jāprot gadijumā lasīt arī pavisam citur, tad vēlams izveidot zīmējumus tā, lai uz viņiem pašiem būtu un viņu lietošanā vajadzētu pēc iespējas mazāk rakstisku vai mutisku paskaidrojumu. Mērskaitļi jāliek absoluti visiem izmēriem, kas nepieciešami priekšmeta un tā modeļa izgatavošanai un apstrādāšanai; lai zīmējumi nepaliktu pārāk raibi un neskaidri, ieteicams izlikt pēc iespējas katru mērskaitli tikai vienu reizi, proti, tur, kur attiecīgais konturs vislabāk redzams un saprotams. Skaitļi un šautriņas izveidojamas tik lielas, ka zīmējumu kopijās tās būtu skaidri redzamas un nevarētu rasties pārpratumi. Kalkulacijas, vieglākas informacijas un orientacijas, kā arī iespējamu vēlāku papildinājumu nolūkiem zīmējumā ievietojams daļu saraksts jeb specifikacijas tabula.

Mērogos, zīmējumu lapu izmēros, uzrakstos, apzīmējumos u. t. t. jaunākā laikā skaidri saredzama tendence pēc standartizacijas, ja varbūt pagaidām vēl ne vispasaules, tad vismaz atsevišķo valstu mērogā, lai atvieglotu savstarpēju saprašanos, uzglabāšanu u. t. t. Tas pats sakams par materialiem un daudzām sīkākām mašinu daļām, kas bieži atkārtojas konstrukcijās, pat par lielāku mašinu daļu vispārīgiem izmēriem un techniskiem datiem. Gandrīz visās lielākās industrialās valstīs šeit jau izstrādātas zinamas normas, pa daļai pat obligatoriska rakstura, kaut gan jāsaka, ka šis standartizacijas darbs vēl tālu nav nobeigts. Oficiali pie mums vēl nekādas normas šajā ziņā nav ievestas; praksē, kā liekas, pagaidām pa lielākai daļai lieto normas, kas vai nu tieši ņemtas no DIN normu sistemas vai arī tai tuvas.

II. Mašinu elementu klasifikacija un ķīļu savienojumi.

Mašinu elementus, vismaz mūsu kursā aplūkojamos, varētu sadalīt 2 lielākās grupās, proti:

1) Elementos, kas kalpo mašinu daļu s a v i e n o š a n a i, piem., ķiļi, skrūves, kniedes, tapas u. t. t.

2) Elementos, ar kuru palīdzību p ā r n e s e n e r ģ i j u no vienas mašinas vai mašindaļas uz otru, piem., zobrati, siksnu pārvadi ar to gultņiem, vārpstām u. t. t.

Apmēram vidēju stāvokli starp abām šīm grupām ieņem tādas palīgdaļas kā caurules, krāni, vārsti (ventiļi), blīvējumi u. t. t.; no pedagoģiskā viedokļa šīs daļas nav tik interesantas un svarīgas kā augšā aprādītās un tādēļ tās šeit neaplūkosim. Tā paša iemesla dēļ neiepazīsimies ar veselu rindu ļoti svarīgu daļu, kas kalpo specialiem nolūkiem un tādēļ vairāk attiecas uz atbilstošiem kursiem, piem., virzuļiem, kloķu vārpstām, spara ratiem, turbinu rotoriem u. t. t.

Elementi, kas kalpo daļu savienošanai. Šeit mēs izšķiram 2 apakšgrupas:

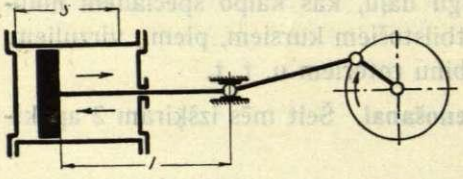
a) I z ā r d a m u s j e b i z j a u c a m u s s a v i e n o j u m u s; to raksturīgā īpašība ir tā, ka ar viņu palīdzību samontētos mechanismus var viegli izjaukt bez savienotāja elementa vai savienoto daļu bojāšanas. Pie šiem savienojumiem pieder kā svarīgākie ķ ī ļ u (v a d ž u) un s k r ū v j u s a v i e n o j u m i, ko abus aplūkosim mūsu kursā. Kā mazāk svarīgi savienojumi pie šīs apakšgrupas pieder savienojumi ar tapiņām, āķiem, šķērsām un citiem līdzīgiem līdzekļiem.

b) N e i z ā r d a m u s j e b n e i z j a u c a m u s s a v i e n o j u m u s. Ar to palīdzību samontētās mašinu daļas var izjaukt tikai bojājot vai nu savienotāju elementu, vai pat savienotās daļas. No pedagoģiskā viedokļa šeit svarīgākie būtu k n i e ž u s a v i e n o j u m i; tos arī aplūkosim. Praksē ļoti svarīgu lomu bez tam spēlē savienojumi, kas iegūti metināšanas, lodēšanas, saraukšanas (resp. uzvilkšanas karstā stāvoklī), līmēšanas u. c. ceļā, bet tos šeit aplūkot nevarēsim.

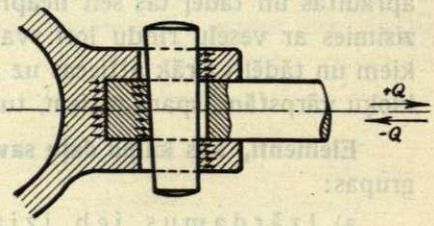
Savienojumi ar un bez priekšspriegumiem.

Pārejot pirmā kārtā uz savienojumu iztirzāšanu, nebūs lieki parunāt dažus vārdus vispārīgi par t. s. priekšspriegumiem savienojumos.

Ja spēki savienojumā ir konstanti, t. i. ja tie iedarbojas visu laiku vienā virzienā un ar vienādu intensitati, tad **bieži** (ne viemēr!) nav nekādas sevišķas vajadzības izveidot montažas laikā savienojumu tā, lai tajā jau pirms spēku iedarbības rastos kādi spriegumi, kaut gan to bieži dara un dažreiz tas pat jādara (sk. turpmāk). Bet cita ir lieta, ja uz savienojumu iedarbojas mainīgi spēki. Ja šeit starp divām savienotām daļām nebūs jau iepriekš radīti pietiekoši t. s. priekšspriegumi, tad, spēku virzienam vai intensitatei mainoties, nenovēršamās materiala deformacijas dēļ pat starp cieši savienotām (bet bez priekšspriegumiem!) daļām brīžiem radīsies kaut minimalas spraugas, kas, iestājoties pretējam spēku virzienam vai intensitates maiņai, atkal slēgsies; tādēļ savienojumā radīsies triecieni, tas paliks vaļīgs un ātrā laikā nederīgs. Šeit obligati jālieto savienojumi ar pietiekošiem priekšspriegumiem starp savienotām daļām, kas neatļauj attīstīties minētai parādībai.



15. zīm.

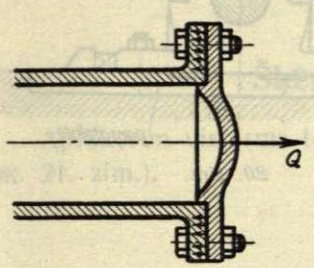


16. zīm.

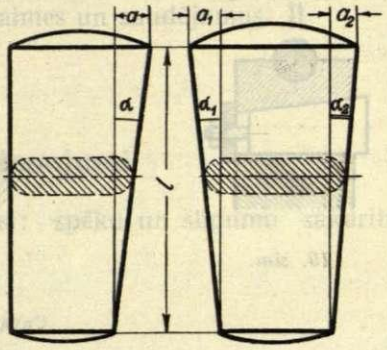
Klasisks piemērs šajā ziņā ir virzuļa kāta savienojums ar krustgalvi tvaika mašinās, kur spēki virzuļa kātā mainās starp $\pm Q$ (15. zīm.). Ķīlis, kas savieno kātu ar krustgalvja čaulu, jāiesit jau montējot tik stipri, ka starp kāta galu un urbuma dibenu rodas pietiekoši lieli priekšspriegumi (virsmas spiede) p (16. zīm.). Noteikums, lai savienojums nepaliktu vaļīgs, lai, citiem vārdiem, starp virzuļa kāta galu un urbuma dibenu nekad nerastos sprauga, ir, acīmredzot, tāds, ka $+Q$ nekad nedrīkst pilnīgi kompensēt Σp; tad kāts vienmēr spiedīs uz čaulu un triecienu nebūs. Skaidrs, ka priekšspriegumi būs ne tikai starp kāta galu un urbuma dibenu, bet arī kāta apakšējā daļā pa kreisi no

ķīļa (spiede), ķīlī (liece) un čaulas daļā starp urbuma dibenu un ķīļa augšējo virsmu (stiepe).

Cits piemērs, kur pat ar konstantu spēku ir vajadzīgi priekšspriegumi, ir b l ī v ē j u m i (izņemot automatiski darbīgos, piem., ādas blīvgredzenus). Ņemsim, piemēram, blīvējumu starp tvaika cilindru un vāku, ko saspiež (citiem vārdiem — deformē) ar skrūvju spēka palīdzību (17. zīm.). Vēlāk uz vāka iedarbosies tvaika (citos gadiju-



17. zīm.



18. zīm.

mos gazes vai šķidruma) spiediena spēks, kas tieksies izstiept skrūves tālāk un līdz ar to iznīcināt ar skrūvju iepriekšējo pievilkšanu radīto blīvējuma deformaciju. Priekšspriegumiem skrūvēs un blīvējumā jābūt tik lieliem, ka blīvējums paliktu pēc kaut konstantā tvaika spiediena iedarbošanās vēl pietiekošā mērā deformēts, lai tvaiks nesūktos cauri.

Ķīļu savienojumu sadalijums.

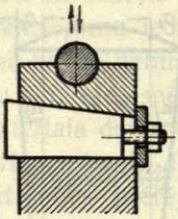
Ķ ī ļ a darbība pamatojas uz slīpās plaknes principa. Pēc vispārīgās formas tas ir trapezveida ķermenis ar vienu vai abām slīpām malām; tādēļ t. s. ķ ī ļ a s l ī p u m s j e b k ā p e:

$$\frac{a}{l} = \operatorname{tg}\alpha, \text{ vai: } \frac{a_1}{l} \operatorname{tg}\alpha_1; \quad \frac{a_2}{l} = \operatorname{tg}\alpha_2$$

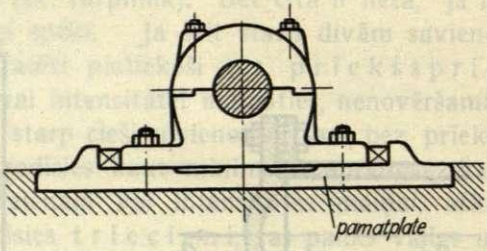
var būt vienpusīga vai abpusīga (sk. 18. zīm.). Praksē lietojamiem ķīļiem kāpes vispārīgi ir mazi skaitļi: $^1/_{20}$, $^1/_{40}$, $^1/_{100}$ u. t. t.

Jo mazāka ir kāpe, jo lielākus spēkus dabūjam ķīļa šķērsvirzienā, lietojot samērā mazus spēkus garenvirzienā (par to tuvāk turpmāk).

Ķīļus lieto technikā kā: 1) t. s. šķērsķīļus spēku radīšanai vai pārnešanai kīļa šķērsvirzienā ar daudz mazākiem spēkiem garenvirzienā un 2) t. s. garenķīļus skriemeļu, zobratu, svīru, kloķu u. t. t. piestiprināšanai pie attiecīgām vārpstām vai asīm. Principā spēki garenķīlī iedarbojas, saprotams, tāpat kā šķērsķīlī; sadalijums ir tīri mākslīgs un izdarīts tikai ērtākās klasifikacijas dēļ.



19. zīm.



20. zīm.

Šķērsķīļus lieto dažādiem nolūkiem:

1) kā iestādīšanas jeb ieregulēšanas ķīļus, piem., gultņu ieliktņu ieregulēšanai vai pat spēku radīšanai (19. un 37. zīm.), vai, piem., gultņa kārbas stāvokļa ieregulēšanai (24. zīm.);

2) kā savienotāju elementu; šeit ķīļa uzdevums ir radīt starp savienojamām daļām priekšspriegumus. Tādus ķīļus sauc arī par nostiprināšanas ķīļiem, pie kam par klasisku piemēru noder jau agrāk aplūkotais savienojums starp virzuļa kātu un krustgalvi (sk. 34. lpp.).

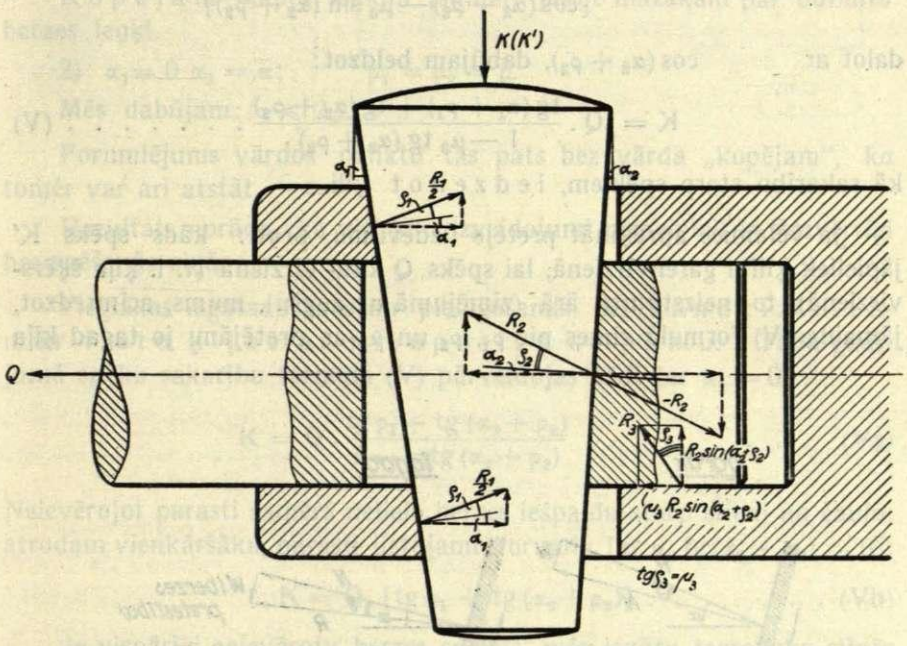
Ķīļa kāpi ņem atkarībā no tā uzdevuma; regulēšanas ķīļiem bieži ņem diezgan lielu kāpi, pat līdz $^1/_{10}$ un $^1/_5$, jo šeit ir ierīce (skrūve), kas notur ķīli pareizā stāvoklī; ļoti smalkai regulacijai ņem arī mazākus slīpumus, pat līdz $^1/_{50}$ un $^1/_{100}$ un mazākus. Nostiprināšanas ķīļiem pārāk lielas kāpes nedrīkst pielaist, jo šeit viena no galvenām prasībām ir, lai ķīlis būtu pašbremzētājs, t. i. lai ķīli varētu iedzīt garenvirzienā un radīt lielus spēkus šķērsvirzienā, bet lai otrādi lieta neietu; šķērsspēki var gan sagraut ķīli, bet nekādā ziņā nedrīkst pārbīdīt to garenvirzienā: ķīlim berzes pretestības dēļ pašam jānobremzējas. Turpmāk redzēsim, kādam noteikumam jābūt izpildītam, lai tāda pašbremzēšanās iestātos; pagaidām tikai atzīmēsim, ka slīpumam jābūt pietiekoši mazam.

Nostiprināšanas ķīļu kāpes parasti ir starp $^1/_{20}$ un $^1/_{40}$; mazāku kāpi no pašbremzēšanās viedokļa būtu gan izdevīgi ņemt, toties būtu pārāk grūti, izārdīt savienojumu vajadzības gadijumā un tas pat varētu būt saistīts ar bojājumiem. Viena no ķīļu savienojuma galvenām priekšrocībām ir taču taisni tā, ka to var ātri un ērti izjaukt.

Mazākus slīpumus, apm. $^1/_{100}$, ņem turpretim garenķīļos, jo šeit ķīlim gandrīz nekad nav specialas nodrošinājuma ierīces, bet ar vārpstām savienotām daļām jāsēd absoluti cieši un droši; vaļīgi skriemeļi vai zobrati var radīt bīstamas nelaimes un zaudējumus.

Šķērsķīļu savienojumi.

Aplūkosim vispirms teoretisko pusi: spēku un slīpumu sakarību (sk. 21. zīm.).



21. zīm. Zīmējumā lietoti šādi apzīmējumi:

K — spēks ķīļa garenvirzienā, ar kuru to iedzen;
Q — spēks kātā (ķīļa šķērsvirzienā);
ρ_1, ρ_2, ρ_3, — *berzes leņķi starp: 1) ķīli un čaulu; 2) ķīli un kātu; 3) kātu un čaulu;*
R_1, R_2 — *reakcijas: 1) čaulas pret ķīli; 2) kāta pret ķīli.*

Berzes dēļ reakcijas nebūs n o r m a l a s pret virsmām, bet novirzītas par berzes leņķiem ρ (slīpumi it kā palielinas par leņķiem ρ).

Līdzsvara noteikumi (**iedzenot** ķ ī l i ar spēku K) ir šādi:

ķīlim garenvirzienā: $K = R_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + R_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2)$ . . (I)

„ šķērsvirzienā: $R_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) = R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2)$ . . . . . (II)

kātam garenvirzienā: $Q = R_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) - \mu_3 R_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2)$. (III)

No (II) atrodam: $R_1 = R_2 . \frac{\cos(\alpha_2 + \rho_2)}{\cos(\alpha_1 + \rho_1)}$ un, ievietojot (I), dabūjam:

$$K = R_2 [\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) \cos(\alpha_2 + \rho_2) + \sin(\alpha_2 + \rho_2)] \quad . \quad . \quad . \quad (IV)$$

No (III) atrodam: $R_2 = \frac{Q}{\cos(\alpha_2 + \rho_2) - \mu_3 \sin(\alpha_2 + \rho_2)]}$

un, ievietojot (IV), dabūjam:

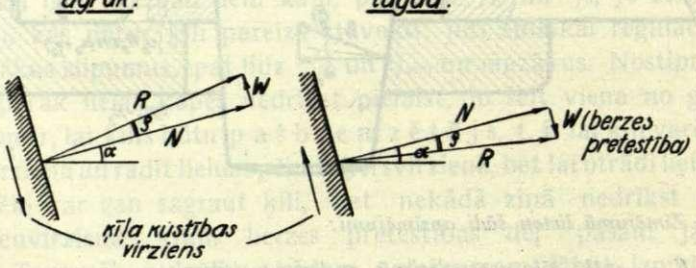
$$K = Q . \frac{[\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) \cos(\alpha_2 + \rho_2) + \sin(\alpha_2 + \rho_2)]}{[\cos(\alpha_2 + \rho_2) - \mu_3 \sin(\alpha_2 + \rho_2)]},$$

dalot ar $\cos(\alpha_2 + \rho_2)$, dabūjam beidzot:

$$K = Q . \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu_3 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (V)$$

kā sakarību starp spēkiem, i e d z e n o t ķīli.

Ja vēlamies aprēķināt pretējo uzdevumu, proti: kāds spēks K' jāpieliek ķīlim garenvirzienā, lai spēks Q kāta virzienā (t. i. ķīļa šķērsvirzienā) to neizstumtu ārā (zīmējumā uz augšu), mums, acīmredzot, jāmaina (V) formulā zīmes pie ρ_1, ρ_2 un μ_3 ar pretējām, jo tagad ķīļa



22. zīm.

un kāta kustības virzieni ir pretēji, resp. tādi ir arī berzes pretestību un berzes leņķu virzieni (22. zīm.). Tādēļ sakarība starp spēkiem, ja Q tiecas izbīdīt ķīli ārā, ir:

$$K' = Q \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu_3 \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)} \quad \ldots\ldots \quad (VI)$$

Ja mēs vēlamies pašbremzētāju savienojumu (ķīlis spēka Q iespaidā nekad nedrīkst bīdīties ārā), tad jābūt $K' \leqslant 0$, t. i.

$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2) \leqslant 0, \quad \text{jeb:}$$
$$\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) \leqslant -\operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2);$$
$$\alpha_1 - \rho_1 \leqslant -\alpha_2 + \rho_2,$$
$$\text{vai:} \quad \alpha_1 + \alpha_2 \leqslant \rho_1 + \rho_2,$$

t. i. kāpes leņķu sumai jābūt mazākai par berzes leņķu sumu.

Robežgadījumi: 1) $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$; $\rho_1 = \rho_2 = \rho$;

tad mēs dabūjam: $2\alpha \leqslant 2\rho$.

Kopējam kāpes leņķim (sumai) jābūt mazākam par dubulto berzes leņķi.

2) $\alpha_1 = 0$ $\alpha_2 = \alpha$; $\rho_1 = \rho_2 = \rho$.

Mēs dabūjam: $\alpha \leqslant 2\rho$.

Formulējums vārdos paliktu tas pats bez vārda „kopējam", ko tomēr var arī atstāt.

Rezultats norāda, ka visi ķīļu izveidojumi principiali ir līdzvērtīgi bremzēšanās ziņā.

Vieglākas izgatavošanas un pielāgošanas dēļ gandrīz vienmēr lieto ķīļus ar vienpusīgu slīpumu. Tādā gadījumā spēku sakarību formula (V) pārveidojas šādi (ar $\alpha_1 = 0$):

$$K = Q \cdot \frac{\operatorname{tg}\rho_1 + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu_3 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (Va)$$

Neievērojot parasti samērā nelielo berzes iespaidu starp stieni un čaulu, atrodam vienkāršāku, parasti lietojamu formulu [ar $\mu_3 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2) = 0$]:

$$K = Q \cdot [\operatorname{tg}\rho_1 + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (Vb)$$

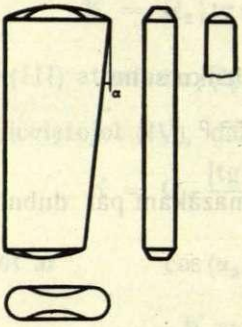
Ja vispārīgi neievērotu berzes spēkus, mēs iegūtu teoretisko slīpās plaknes likumu (ar $\rho_1 = \rho_2 = 0$):

$$K = Q \operatorname{tg}\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (Vc)$$

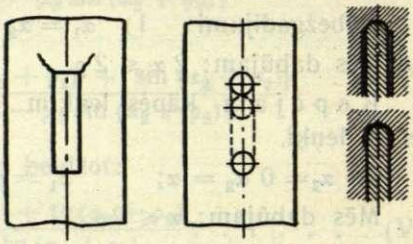
Nostiprināšanas šķērsķīļa parastā forma, kā jau teikts, ir ar vienpusīgu slīpumu (23. zīm.). Darbīgās virsmas parasti noapaļo ar pus-

riņķiem. Četrstūraini šķērsgriezumi mazāk piemēroti; tur rievas iespaida dēļ viegli var rasties plaisas stūros (24. zīm.).

Ķīļu caurumus kātos, čaulās u. t. t. viegli izgatavot; tos var izfrezēt ar pirkstu frezi, vai izurbt galos caurumus un vidus daļu izēvelēt ar vertikalu šepingu, vai beidzot urbt veselu caurumu rindu un izvīlēt ar roku, kā tas parasts mazākās darbnīcās (24. zīm.). Urbt galos lielākus caurumus nav izdevīgi: tie tikai vājina savienojamās daļas un dod sliktāku pieguļvirsmu (teoretiski tikai [l i n i j u) (sk. 24. zīm.).



23. zīm.



24. zīm.

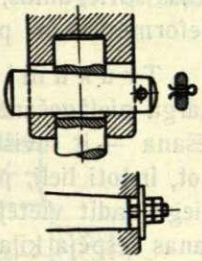
Lai, ķīli iedzenot, no vesera triecieniem uz sitamvirsmu nerastos atskabarga, kas traucē ķīļa iebīdīšanu vai izbīdīšanu, sitamvirsmas noapaļo vai sašaurina (sk. 23. zīm.).

Ķ ī ļ u m a t e r i a l s — labs ciets tērauds Tr 60 ar $\sigma_p = 6000...7000$ kg/cm², lai varētu pielaist lielākus spriegumus, un lai, savienojumu izjaucot resp. samontējot, kas notiek ar triecieniem un dažreiz samērā bieži, ķīlis par daudz ātri nebojātos un nedeformētos.

Ķīļa iedzīšanu parasti izdara ar rokas veseri pēc strādnieka nojautas. P a š b r e m z ē t ā j u ķ ī ļ u s l ī p u m u s š ī i e m e s l a d ē ļ s p e c i a l i n e a p r ē ķ i n a; tas būtu pārāk nedroši un praktiski lieki. Praksē par pietiekošu un izdevīgu izrādijies šāds slīpums: $\operatorname{tg}\alpha = {}^1/_{20}...{}^1/_{40}$; mazāki slīpumi nav izdevīgi tajā ziņā, ka ķīļi tad grūti izdzenami un tādēļ ātri bojājas.

Kur savienojumi padoti lielākiem satricinājumiem, ķīļi vēl jānodrošina pret izbīdīšanos, kas tādos gadijumos var notikt: ķīli taču notur berzes spēki, bet tie ir atkarīgi no spiedieniem starp ķīli un savieno-

jamām daļām. Satricinājumu laikā, kaut uz īsu momentu, spiedieni var pilnīgi vai pa daļai pazust, bet līdz ar tiem arī berzes spēki, un tādēļ ķīlis var pamazām sākt bīdīties ārā. Ķīli nodrošina dažādi: ar skrūvi un uzgriežņiem, šķeltu tapu, bultiņu u. t. t. (25. zīm.).

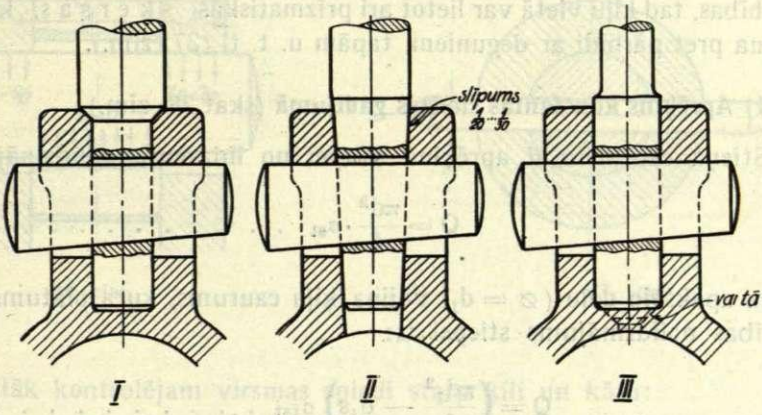


25. zīm.

Praksē svarīgākos ķīļsavienojumus mainīgai slodzei, proti, savienojumus starp virzuļu kātiem un krustgalvju čaulām, konstruē galvenokārt 3 veidos, kas visi dod nepieciešamo saspīlējumu (t. i. priekšspriegumu) starp savienotām daļām (26. zīm).

Pirmā izveidojumā kāts atbalstas ar plecu pret čaulas augšējo malu; apakšā kāts vājināts. Šī trūkuma dēļ šo veidu retāk lieto, kaut gan tam ir tā priekšrocība, ka zem pleca kātā ir t i k a i stiepes spriegumi.

II un III veidā kātā līdz ķīļa apakšējai malai ir mainīgi stiepes un spiedes spriegumi; II veidā saspīlējumu starp čaulu un kātu sasniedz ar konu ar malas slīpumu $^1/_{20}...^1/_{30}$ (kona leņķa tg $=^1/_{10}...^1/_{15}$), III veidā ar kāta gala atbalstīšanu pret urbuma dibenu.



26. zīm.

Ķīļa slīpo malu ieteicams ņemt tur, kur ķīlis saskaras ar k ā t a cauruma sienu (zīmējumos a p a k š ē j o malu), jo pielāgošana jāizdara rūpīgi individuālā veidā; kātā tas prasa mazāk darba un ir vieglāk izdarams nekā čaulā.

Ķīļu savienojumu galvenās priekšrocības ir šādas: 1) savienojumi viegli un ātri izjaucami un atkal saliekami; 2) savienojumi var pārnest ļoti ievērojamus spēkus un 3) pielaižot ķīļos augstus spriegumus, tie eventualās pārslodzes gadijumos savienojumā deformēsies un pasargās citas dārgākas daļas no bojājumiem.

Trūkumi ir šādi: 1) nepieciešamā rūpīgā un tādēļ relativi dārgā pielāgošana; 2) vienmēr iespējama kaut lokala materialu pārpūlēšana — it sevišķi ķīļos ar mazu kāpi —, kur šķērsspēki, ķīļus iedzenot, ir ļoti lieli, pielāgošanas kļūdas un stiprāki vesera triecieni tad var viegli radīt vietējus materialu bojājumus; 3) ļoti aprobežotā ieregulēšanas iespēja ķīļa šķērsvirzienā, ja ķīļa slīpums ir mazs (kā tas ir vienmēr nostiprināšanas ķīļos); nepilnīgā veidā tur var izpalīdzēties ar skārda paliktņiem. Tādēļ, vispārīgi ņemot, technikā cenšas izvairīties no šķērsķīļu savienojumu plašākas lietošanas.

Šķērsķīļu savienojumu aprēķins.

Šeit, vispārīgi runājot, iespējami 2 gadijumi: 1) spēki ir konstanti, un 2) spēki ir mainīgi. Pirmais gadijums ir vienkāršāks, un tādēļ aplūkosim to kā pirmo. Ja šeit savienojuma montaža iespējama bez spēku iedarbības, tad ķīļu vietā var lietot arī prizmatiskas šķērsas, ko nodrošina pret pārbīdi ar deguniem, tapām u. t. t. (27. zīm.).

1) Aprēķins konstantas slodzes gadijumā (skat.28. zīm.).

Stieņa caurmēru d aprēķina stiepei no līdzsvara nolīdzinājuma:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{st} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Stieņa apakšējo daļu ($\varnothing = d_1$) vājina ķīļa caurums, kura platums ir s. Stiprības nolīdzinājums stiepei ir:

$$Q = \left(\frac{\pi d_1^2}{4} - d_1 s\right) \sigma_{1st} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Šeit pielaižamos spriegumus to nevienādās sadalīšanās dēļ pa vājināto šķērsgriezumu ieteicams ņemt mazākus: $\sigma_{1st} \cong 0{,}75\,\sigma_{st}$.

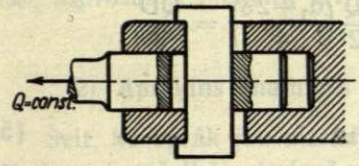
Ķīļa platumu s izteicam ar koeficienta a palīdzību kā caurmēra d_1 daļu:

$$s = a \,.\, d_1 .$$

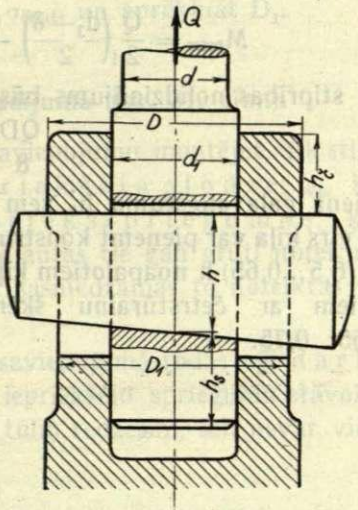
Praksē a≅0,25...0,33, bet ne vairāk, lai pārāk nevājinātu stieņa šķērsgriezumu; tad (2) formula pārveidojas šādi:

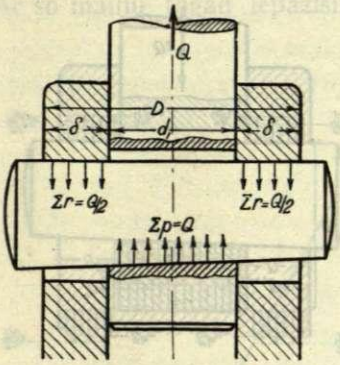
$$Q = \left(\frac{\pi}{4} - a\right) d_1^2 \cdot \sigma_{1st} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2a),$$

no kuras aprēķina d_1.

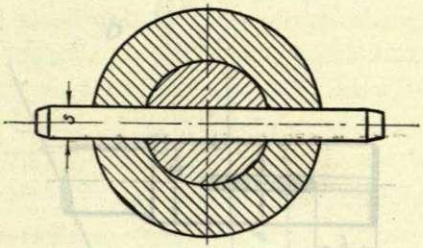


27. zīm.





29. zīm.



28. zīm.

Tālāk kontrolējam virsmas spiedi starp ķīli un kātu:

$$Q = p_{st} \cdot d_1 s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Čaulas augšējo caurmēru D varam pieņemt un kontrolēt virsmas spiedei; stiprības nolīdzinājums būs:

$$Q = p_{čaul} (D - d_1) s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Pieņemot kādu pielaižamu $p_{čaul}$, no šī nolīdzinājuma var arī aprēķināt D.

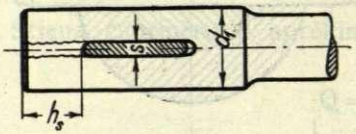
Nepieciešamo ķīļa vidējo augstumu h aprēķinam liecei. Uzdevumu vienkāršojam, pieņemot, ka ķīlis ir prizmatisks ķermenis ar četrstūrainu šķērsgriezumu un ka slodze Q un čaulas reakcijas vienmērīgi sadalas pa pieskarvirsmām (kas patiesībā deformaciju un apstrādāšanas kļūdu dēļ tā nebūs). Maksimalais lieces moments būs ķīļa vidū un līdzināsies, acīmredzot (sk. 29. zīm.):

$$M_{max} = \frac{Q}{2}\left(\frac{d_1+\delta}{2}\right) - \frac{Q}{2}\cdot\frac{d_1}{4} = \frac{Q}{2}\left(\frac{d_1+2\delta}{4}\right) = \frac{QD}{8},$$

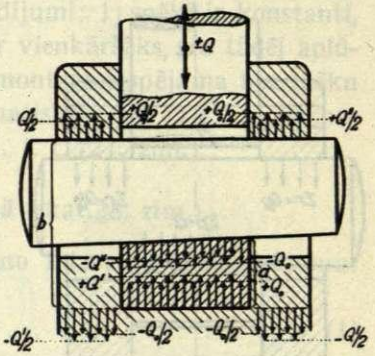
un stiprības nolīdzinājums būs:

$$\frac{QD}{8} = \frac{s \cdot h^2}{6}\,\sigma'_{kl} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Stieņa gala augstumu h_s zem ķīļa, un čaulas augšējā gala augstumu $h_č$ virs ķīļa var pieņemt konstruktivi. Praksē ņem apmēram: $h_s \cong h_č \cong$ $\cong$ (0,5...0,65) h noapaļotiem ķīļiem, sīkstam materialam pat līdz 0,4 h; ķīļiem ar četrstūrainu šķērsgriezumu koeficientu palielina līdz 0,65...0,75.



30. zīm.



31. zīm.

Augstumu h_s un $h_č$ kontroli var izdarīt cirpei ar nolīdzinājumiem (sk. 30. un 28. zīm.):

$$Q = \tau_{st} \cdot 2h_s \cdot d_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

$$Q = \tau_{čaul} \cdot 2(D - d_1) \cdot h_č \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Pieturoties pie augšā minētiem h_s un $h_č$ konstruktiviem datiem, τ vērtības iznāk vispārīgi zemas. Var, saprotams, arī, ja vēlas, nepieņemt h_s un $h_č$, bet aprēķināt tos no (6) un (7) formulām; tikai tad jāņem

mazi τ ($\tau \cong {}^1/_6 \ldots {}^1/_7$; σ'), lai nedabūtu pārāk mazus nekonstruktivus h_s un $h_č$.

Čaulas vidējo izmēru D_1 parasti ņem konstruktivi mazāku par D un kontrolē stiepei:

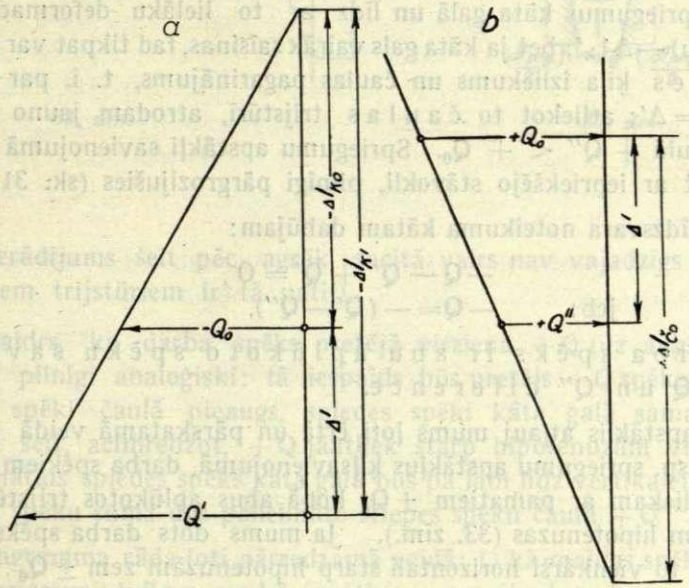
$$Q = \left[\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_1^2) - s(D_1 - d_1)\right] . \sigma_{čaul} \quad . \quad . \quad . \quad (7a)$$

Var, saprotams, pieņemt arī pielaižamu $\sigma_{čaul}$ un aprēķināt D_1.

2) Aprēķins mainīgās slodzes gadījumā (sk. 31. zīm.).

Šeit, kā agrāk jau aizrādīts, ķīlis, savienojumu montējot, tik stipri jāiedzen, ka tā šķērsvirzienā rodas iepriekšēja slodze Q_0, kas rada savienojumā pietiekoši lielus priekšspriegumus; ķīļa iesišanas dēļ ar veseri pēc strādnieka nojautas tie gan grūti noteicami bez specialiem aparatiem un vēl grūtāk sasniedzamas to noteiktas vēlamās vērtības.

Darba spēkiem $\pm Q$ iedarbojoties, savienojumā rodas vēl darba slodzes spriegumi, kas maina iepriekšējo spriegumu stāvokli. Ar šo maiņu tagad iepazīsimies, jo, kā tūliņ redzēsim, šeit nevar vien-



32. zīm.

kārši algebriski sumēt priekšspriegumus ar darba spriegumiem; daļu elastība komplicē spriegumu maiņas parādības.

Ņemsim gadijumu, kur kāta gals iespīlēts urbuma dibenā (31. zīm.); zīmējumā parādīts arī priekšspriegumu stāvoklis, iepriekšējā šķērsspēka Q_0 dēļ: kāta gals *a* spiests, čaulas daļa *b* stiepta, ķīlis, acīmredzot, liekts.

Zinot materialu elastības modulus, viegli attēlot grafiski sakarību starp iepriekšējo (vai vispārīgi) slodzi $\pm Q_0$ un deformacijām: tā ka konstrukcijās mēs turamies Hook'a likuma robežās, sakarība starp dažādām slodzēm un deformacijām ortogonalās diagrammas veidā dos trijstūri.

Attēlosim, piem., sakarību starp iepriekšējo slodzi un deformacijām kāta galā *a* un čaulas stieptā daļā *b* (sk. 32. zīm.); iepriekšējā slodze kāta galā (ķīļa spiediens) ir $-Q_0$ (iet uz leju), un attiecīgais saīsinājums kāta galam ir $-\Delta l_{ko}$; iepriekšējā slodze čaulā līdzsvara dēļ ir tikpat liela, bet iet uz augšu, t. i. tā ir $+Q_0$, attiecīgais pagarinājums čaulai ir $+\Delta l_{čo}$, kuram, saprotams, nav jālīdzinas kāta saīsinājumam dažādā materiala un šķērsgriezuma dēļ.

Pieņemsim, ka kātā iedarbojas uz leju darba spēks — Q; tad, acīmredzot, kāta apakšējā virsma spiedīs ar lielāku spēku — Q' uz urbuma dibenu; pretējā dibena reakcija būs arī lielāka, radot lielākus spiedes spriegumus kāta galā un līdz ar to lielāku deformaciju (saīsinājumu) $-\Delta l_k'$; bet ja kāta gals vairāk saīsinas, tad tikpat var samazināties ķīļa izliekums un čaulas pagarinājums, t. i. par $\Delta l_k' - (-\Delta l_{ko}) = \Delta'$; atliekot to čaulas trijstūrī, atrodam jauno stiepes spēku čaulā $+Q'' < +Q_0$. Spriegumu apstākļi savienojumā tā tad, salīdzinot ar iepriekšējo stāvokli, pilnīgi pārgrozijušies (sk. 31. zīm.).

No līdzsvara noteikuma kātam dabūjam:

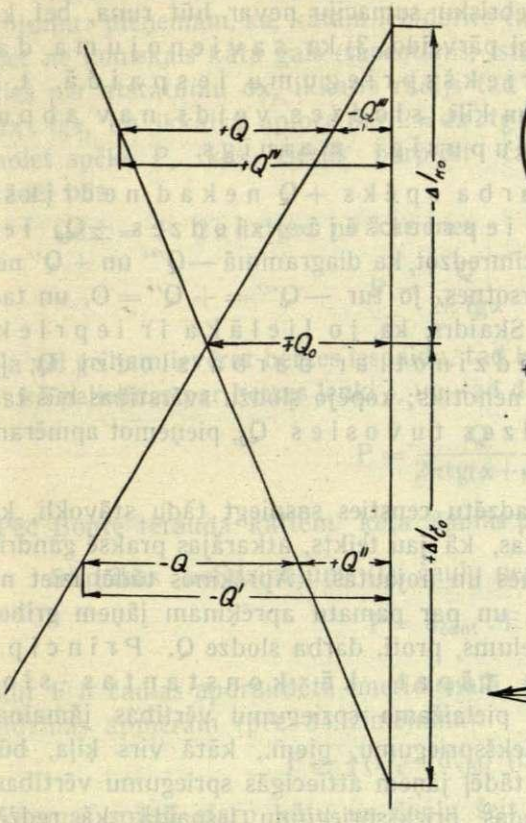
$$-Q-Q''+Q'=0,$$

jeb:

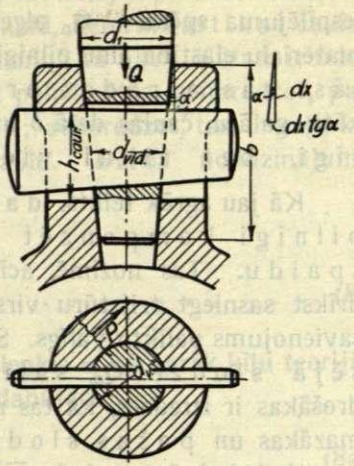
$$-Q=-(Q'-Q''),$$

t. i. darba spēks ir abu aplūkoto spēku savienojumā Q' un Q'' diference.

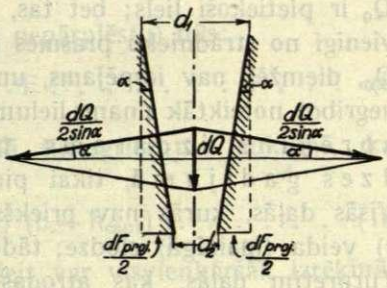
Šis apstāklis atļauj mums ļoti ērtā un pārskatamā veidā attēlot spēku resp. spriegumu apstākļus ķīļsavienojumā, darba spēkiem mainoties. Saliekam ar pamatiem $\pm Q_0$ kopā abus aplūkotos trijstūrus un pagarinam hipotenuzas (33. zīm.). Ja mums dots darba spēks — Q, atliekam to vienkārši horizontali starp hipotenuzām zem $\pm Q_0$; tad pa labi līdz vertikalei atrodam stiepes spēku čaulā $+Q''$, un kā abu nogriežņu sumu spiedes spēku kāta galā $-Q'$.



33. zīm.



34. zīm.



35. zīm.

Pierādijums šeit pēc agrāk sacitā vairs nav vajadzīgs (pārbīde Δ′ abiem trijstūriem ir tā pati!).

Skaidrs, ka darba spēks pretējā virzienā +Q (uz augšu) aplūkojams pilnīgi analoģiski: tā iespaids būs pretējs —Q spēkam, proti: stiepes spēki čaulā pieaugs, spiedes spēki kāta galā samazināsies; grafiski šeit, acīmredzot, +Q jāatliek starp hipotenuzām virs $\pm Q_0$; samazinātais spiedes spēks kāta galā būs pa labi līdz vertikalei (—Q‴), un abu spēku suma dos palielināto stiepes spēku čaulā +Q⁗.

Diagramma rāda ļoti pārredzamā veidā: 1) kā mainas spēki un līdz ar to spriegumi k ā t a g a l ā, proti — n o m i n i m u m a —Q‴ līdz m a k s i m u m a m —Q′. un čaulā (ar ķīli) n o m i n. +Q″ līdz

max. $+Q''''$; 2) ka par kaut kādu darba spēka $\pm Q$ un iepriekšējā iespīlējuma spēka $\pm Q_0$ algebrisku sumaciju nevar būt runa, bet ka materialu elastība ainu pilnīgi pārveido; 3) ka savienojuma daļās, kas atrodas priekšspriegumu iespaidā, t. i. kāta galā *a*, čaulas daļā *b* un ķīlī, slodzes veids nav abpusīgi, bet tikai vienpusīgi mainīgs.

Kā jau agrāk teikts, darba spēks $+Q$ nekad nedrīkst pilnīgi kompensēt iepriekšējās slodzes $\pm Q_0$ iespaidu. Tas nozīmē, acīmredzot, ka diagrammā $-Q'''$ un $+Q''$ nedrīkst sasniegt trijstūru virsotnes, jo tur $-Q''' = +Q'' = 0$, un tad savienojums paliktu vaļīgs. Skaidrs, ka, jo lielāka ir iepriekšējā slodze Q_0, salīdzinot ar darba slodzi Q, jo drošākas ir izredzes, ka tas nenotiks; kopējo slodžu svārstības būs tad mazākas un pašas slodzes tuvosies Q_0, pieņemot apmēram konstantas slodzes raksturu.

Iedzenot ķīli tādēļ vajadzētu censties sasniegt tādu stāvokli, ka Q_0 ir pietiekoši liels; bet tas, kā jau teikts, atkarājas praksē gandrīz vienīgi no strādnieku prasmes un nojautas. Aprēķinos tādēļ iziet no Q_0, diemžēl, nav iespējams, un par pamatu aprēķinam jāņem gribot negribot noteiktāk zinams lielums, proti, darba slodze Q. Principā aprēķins izdarams tāpat kā konstantas slodzes gadijumā, tikai pielaižamo spriegumu vērtības jāmaina. Visās daļās, kurās nav priekšspriegumu, piem., kātā virs ķīļa, būs c) veida (mainīgā) slodze; tādēļ jāņem attiecīgās spriegumu vērtības. Turpretim daļās, kas atrodas priekšspriegumu iespaidā, kā redzējām, slodze ir sliktākā gadijumā b) veida (vienpusīgi mainīga), bet ar pietiekoši lielu priekšspriegumu kaut kas vidējs starp a) un b) veidu, dažreiz stipri tuvojoties a) veidam (konstantai slodzei). Šeit tādēļ pieņemts rīkoties divējādi:

1) vai nu aprēķināt šīs daļas ar darba slodzi Q un pieņemt pielaižamos spriegumus b) veidam;

2) vai arī palielināt darba slodzi par 25%, t. i. ņemt aprēķinos 1,25 Q, un ņemt spriegumus apm. vidējus starp a) un b) veidu.

Aprēķins čaulai ar konveida urbumu.

Koniskais kāta gals šeit strādā zinamā mērā kā ķīlis; tas tiecas pārplēst uzmavu (čaulu), un tā tādēļ jākonstruē pietiekoši stipra. Kona slīpuma leņķa tang, kā jau agrāk teikts, ir parasti: $\operatorname{tg}\alpha = {}^1/_{20} \ldots {}^1/_{30}$ (34.zīm.).

Spēku P, kas tiecas pārplēst čaulu, var tuvīni aprēķināt ar šādu prātojumu: pieņemam, ka, kātam iebīdoties čaulā, deformējas tikai čaula, bet ne koniskais kāta gals (saprotams, īstenībā tā nav). Kātam iebīdoties par atstatumu dx, ikkatrs radijs tad palielinātos, acīmredzot, par $dx \cdot tg\alpha$, un ikkatra aploce par $2\pi dx \cdot tg\alpha$; acīmredzot, tas ir ceļš, ko noiet spēks P, kas tiecas pārplēst čaulu. Darba nolīdzinājums tādēļ būs:

$Qdx = P \cdot 2\pi dx tg\alpha$, no kurienes

$$P = \frac{Q}{2\pi tg\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Ja vēl gribam ievērot berzes iespaidu, tad leņķis α, kā agrāk ķīļu teorijā, it kā palielinas par berzes leņķi ρ, un tad dabūjam:

$$P = \frac{Q}{2\pi tg(\alpha+\rho)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8a)$$

Pēc Bonte tērauda kātiem ķeta čaulās $\rho \cong 9^0$.

Stiprības nolīdzinājums (lai čaulu nepārplēstu) būs:

$$P = \sigma_{čaul} \cdot F \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

kur F ir čaulas apdraudētā meridionalā šķērsgriezuma laukums, kas līdzinas apmēram (pēc 34. zīmējuma):

$$F \cong \tfrac{1}{2}(D_1 - d_{vid})\,(b - h_{caur}) \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Virsmas spiedi starp kātu un čaulu šeit var visvienkāršāk izrēķināt, izejot no pieguļvirsmas laukuma projekcijas perpendikulari spēkam Q proti, no nolīdzinājuma:

$$Q \cong \frac{\pi}{4}\left(d_1^2 - d_2^2\right) \cdot p \quad \ldots\ldots \quad (11),$$

kur, ievērojot 2 konisko virsmu ne visai vieglo pielāgošanu, ieteicams p nepielaist (resp. nepieņemt) pārāk augstu (d_2 ir kona gala caurmērs).

Piezīme. Patiesībā p aprēķinā vajadzētu ņemt faktisko konisko pieguļvirsmu un normalspēkus pret virsmu. Rezultats gan būtu tas pats, jo kā normalspēks uz elementaro laukumu, tā arī virsma pati palielinātos par vienu un to pašu koeficientu $\frac{1}{\sin\alpha}$, kā tas no 35. zīm. redzams: starp diviem bezgalīgi tuviem meridionalgriezumiem darbojas spēka daļa dQ; pieguļvirsma būs $dF_{projekc}/\sin\alpha$, un uz abām virsmas daļām pavisam iedarbojas $2 \cdot \frac{dQ}{2\sin\alpha} = \frac{dQ}{\sin\alpha}$.

Virzuļa kāta aprēķins.

Virzuļa kāta aprēķins (resp. kontrole) mainīgās slodzes gadījumā jāizdara ļodzei. Tā kā aprēķins ļodzei iespējams tikai, zinot kāta garumu l, tad tam jābūt dotam; ja nav noteiktu datu par kāta garumu, bet zinams tikai virzuļa gājiens s, tad par pieturas punktu var izlietot praksē lietojamo attiecību (sk. 15. zīm.): $l/s = (1{,}6...1{,}9)$.

Parasti iesākam aprēķinu ar Eulera ļodzes formulu, pieņemot, ka abi kāta gali ir brīvi (kas gan ne visai atbilst īstenībai).

Eulera ļodzes formula ir:

$$Q = \frac{\pi^2 E \cdot J}{l^2 \cdot \gamma_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Šeit: J — inerces moments; apaļam šķērsgriezumam:

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

E — elastības modulis; tēraudam $E = (2...2{,}2) \cdot 10^6$ kg/cm²;
γ_1 — drošības reizulis ļodzei; varētu ņemt:
$\gamma_1 = 8...11$ vienpusīgi mainīgai slodzei;
$\gamma_1 = 15...20$ abpusīgi „ „
$\gamma_1 > 20$ slodzei ar triecieniem.

Ja stieņa t. s. slaikuma grads $\lambda \leqslant 100...120$, tad, kā zinams, Eulera formula vairs nav lietojama; tad drošības reizulis γ_1 vēl jāpārkontrolē, ko parasti izdara pēc Tetmajera paņēmiena, kas dibināts uz empiriskiem datiem. Kontrole dos daudz mazākus γ_1, nekā bija pieņemts Eulera formulā; parasti $\gamma_1 = 5...10$.

Tetmajera formula dod pielaižamo spriegumu ļodzei $\sigma_{1\,adm}$ kā:

$$\sigma_{1\,adm} = k\,(1 - a\lambda)\ \text{kg/cm}^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

(tēraudam; ķetam pievienojas vēl attiecībā pret λ kvadratisks loceklis).

Šeit k un a ir empiriski skaitļi; pēc Tetmajera:
parastam tēraudam: $k = 3350$, $a = 0{,}00185$;
mīkstam tēraudam (dzelzij) $k = 3100$, $a = 0{,}00368$.

Tādēļ dabūjam:
parastam tēraudam: $\sigma_{1\,adm} = 3350 - 6{,}2\lambda$ kg/cm²;
mīkstam tēraudam (dzelzij): $\sigma_{1\,adm} = 3100 - 11{,}4\lambda$ kg/cm².

Citus datus var atrast rokasgrāmatās. Piem., Tr 48 ar $\sigma_B = 4800...$ $...5800$; $\sigma_s = 3120$; $E = 2100000$:

ja $\lambda \leqslant 60$, $\sigma_{1\,adm} = 3120$ kg/cm²;
ja $100 > \lambda > 60$, $\sigma_{1\,adm} = 4690{,}5 - 26{,}2\lambda$ kg/cm².

Tetmajera formulā ietilpstošo slaikuma gradu λ definējam kā attiecību starp garumu l un t. s. inerces radiju $i = \sqrt{\frac{J}{F}}$

(kur F ir kāta šķērsgriezums), t. i.:

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Apaļam šķērsgriezumam:

$$F = \frac{\pi d^2}{4}; \quad J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad \text{tādēļ:} \quad i = \frac{d}{4}, \quad \text{un} \quad \lambda = \frac{4l}{d} \quad \ldots \quad (14a)$$

Ja pēc Tetmajera formulas aprēķināts pielaižamais spriegums ļodzei $\sigma_{l\,adm}$, tad aprēķina vēl faktisko spiedes spriegumu kātā:

$$\sigma_{d\,fakt} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

un beidzot faktisko drošības reizuli ļodzei:

$$\gamma_{l\,fakt} = \frac{\sigma_{l\,adm}}{\sigma_{d\,fakt}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15).$$

Daži dati par pielaižamiem spriegumiem ķīļu savienojumos.

Ķīlī liecei: $\sigma' = 1500 \ldots 1800$ kg/cm² a) slodzes veidam;
$\sigma' = 1000 \ldots 1200$ kg/cm² b) slodzes veidam.

Virsmas spiedei starp ķīli un kātu:
$p = 1100 \ldots 1350$ kg/cm² a) slodzes veidam;
$p = 750 \ldots 900$ kg/cm² b) slodzes veidam [Tr 50].

Virsmas spiedei starp ķīli un čaulu:
$p = 850 \ldots 900$ kg/cm² a) slodzes veidam;
$p = 550 \ldots 600$ kg/cm² b) slodzes veidam [Trl 38].

Virsmas spiedei starp ķīli un čaulu:
$p = 700 \ldots 750$ kg/cm² a) slodzes veidam;
$p = 450 \ldots 500$ kg/cm² b) slodzes veidam [Ķets 14].

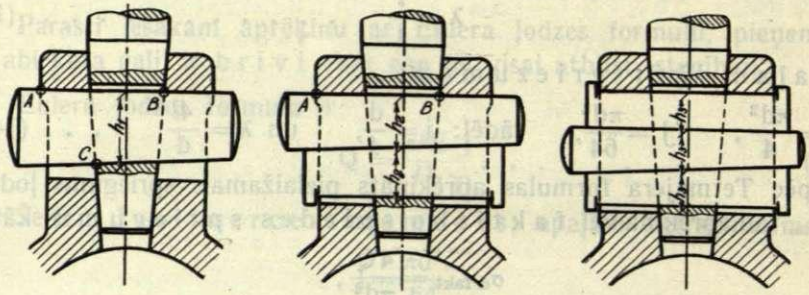
Kāta augšgalā spiedei:
$\sigma_d = 500 \ldots 600$ kg/cm² c) slodzes veidam [Tr 50];
$\sigma_d = 350 \ldots 450$ kg/cm² c) slodzes veidam [Tr 42].

Kāta apakšgalā cirpei: $\tau \leqslant 350$ kg/cm² Tr 50 un
$\tau \leqslant 300$ kg/cm² Tr 42 b) slodzes veidam.

Čaulā cirpei: $\tau \leqslant 250$ kg/cm² [Trl 38] un
$\tau \leqslant 200$ kg/cm² [Ķets 14] b) slodzes veidam.

Sadalītie ķīļi.

Vairākās daļās sadalītus ķīļus (sk. 36. zīm.) mūsu laikos relativi reti lieto, jo to konstruktivais augstums ir lielāks; bez tam tie prasa daudzu virsmu rūpīgu pielāgošanu, tā tad iznāk dārgi.



36. zīm.

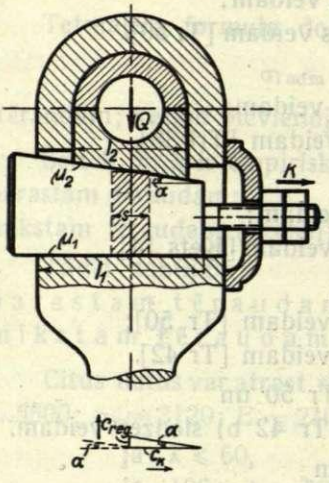
Ja, piem., visu ķīļu augstumus ņemtu v i e n ā d u s, tad konstruktivo augstumu attiecības mēs gūtu no noteikuma, ka pretestību momentu sumai jābūt visos gadijumos vienādai (teoretiski tas, saprotams, nav īsti pareizi, jo ķīļu atbalstīšanas veids nav vienāds):

$$\Sigma W = \frac{sh_1^2}{6} = \frac{2sh_2^2}{6} = \frac{3sh_3^2}{6},$$

$$\text{vai : } h_1 : h_2 : h_3 = 1 : \frac{1}{\sqrt{2}} : \frac{1}{\sqrt{3}};$$

konstruktivie augstumi tādēļ attiecas kā:

$$h_1 : 2h_2 : 3h_3 = 1 : \sqrt{2} : \sqrt{3} = 1 : \sim 1{,}4 : \sim 1{,}7.$$



37. zīm.

Pieņemot vidējo ķīli augstāku (divu ķīļu gadijumā vienu no viņiem), konstruktivo augstumu var gan samazināt.

Priekšrocība sadalītiem ķīļiem ir šāda: vienkāršu ķīli iedzenot, rodas atskabarga vietās A, B, C; vietās B un C tā grūti nolīdzināma no čaulas un kāta, un arī tikai pēc savienojuma izjaukšanas. Divdaļīgā ķīli grūti pieejamā vieta C atkrīt; trīsdaļīgā atkrīt visas vietas.

Regulēšanas ķīļu aprēķins.

Regulēšanas (iestādīšanas) ķīļos atkrīt aprēķins liecei; šeit kontrolē tikai virsmas spiedi (sk. 37. zīm., kurā attēlota klaņa galva ar ieliktņiem, ko ķīlis satur kopā):

$$\begin{matrix} Q = sl_2 \cdot p_{\text{ieliktn.}} \\ Q = sl_1 \cdot p_{\text{klan}} \end{matrix} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

Ja ķīlis jāpievelk slodzei darbojoties, tad nepieciešamo spēku skrūvē K aprēķina pēc (Vb) formulas no ķīļu teorijas (jo tad berze jāievēro):

$$K = Q[tg\rho_1 + tg(\alpha + \rho_2)] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (Vb),$$

kur vidēji var pieņemt: $\mu_1 = \mu_2 = tg\rho_1 = tg\rho_2 \cong 0{,}1$; $[\rho_1 = \rho_2 \cong 6°]$.

Ja pievilkšanu izdara b e z s l o d z e s, skrūves spēku parasti aprēķina pēc teoretiskās (Vc) formulas:

$$K = Q\,tg\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (Vc).$$

Ķīļa slīpumi ir bieži lieli: $tg\alpha = \frac{1}{5} \ldots \frac{1}{10}$; šeit jārēķinas ar vajadzīgo regulacijas (piem., ieliktņa) ceļu un ar to ceļu, kas ir mūsu rīcībā ķīļa pārbīdei skrūves ass virzienā; acīmredzot, regulacijas ceļš C_{reg} izteicas atkarībā no ķīļa pārbīdes ceļa C_k kā (sk. 37. zīm.):

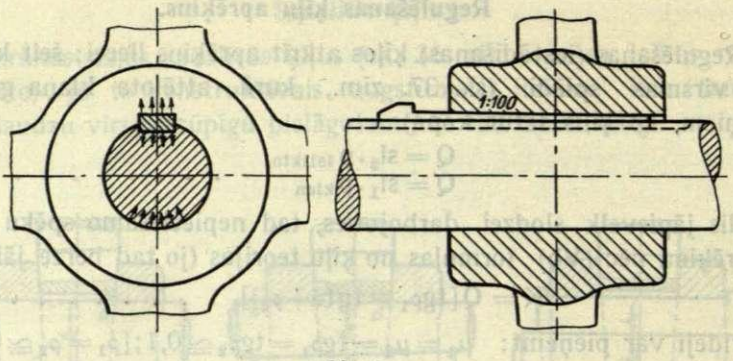
$$C_{reg} = C_k \cdot tg\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (17).$$

Garenķīļi.

Garenķīļus, kā jau savā laikā teikts, lieto dažādu mašindaļu: skriemeļu, zobratu, kloķu u. t. t. piestiprināšanai pie vārpstām vai asīm; ķīļi šeit novietoti apm. paralleli vārpstu ģeometriskām asīm, tādēļ arī tos sauc par g a r e n ķ ī ļ i e m.

Šos ķīļus ievieto speciali izveidotās rievās (rievas var būt pielāgojamo daļu t. s. rumbās vien, vai arī vēl vārpstās, sk. turpmāk), kurās tos iedzen; šķērsvirzienā radītie ievērojamie (mazā slīpuma dēļ) spēki tad cieši saspiež kopā vārpstu ar savienojamo daļu (38. zīm.).

Ķ ī ļ a s l ī p u m u a r v i e n i z v e i d o u z r u m b a s pusi; v ā r p s t ā eventualu rievu iefrezē vai ieēvelē p a r a l l e l i asij. Parastais ķīļa slīpums $tg\alpha = 1 : 100$ (tāds Vācijā normēts); tikai t. s. tangencialķīļiem, par kuriem runa būs turpmāk, dažreiz ņem lielākus slīpumus līdz $tg\alpha = 1 : 60$. Specialus n o d r o š i n ā j u m u s garenķīļiem nelieto, jo tie ir stipri pašbremzētāji: parastie berzes koeficienti $tg\rho = \mu \cong 0{,}04 \ldots 0{,}07$, — tā tad $tg\alpha$ ir ievērojami mazāki.



38. zīm.

Garenķīļu materials ir t. s. ķīļu tērauds; mīksts tērauds (dzelzs) maz noderīgs: ķīli iedzenot, tas deformējas un bieži nav vairs izdzenams vajadzības gadījumā.

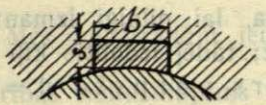
Pēc saskarvirsmas veida ar vārpstu izšķir 3 garenķīļu šķērsgriezuma formas: 1) iedobtos jeb noapaļotos ķīļus; šeit rievas vārpstā pavisam nav, un ķīļa apakšējā virsma ir cilindriska, kas pieskaņota vārpstas cilindriskai virsmai (39. zīm.); 2) plakanos ķīļus; ķīļa šķērsgriezums ir četrstūrains, un vārpstā izveidots plakans laukums, kas saskaras ar ķīļa apakšējo virsmu (40. zīm.); 3) rievķīļus; ķīļa šķērsgriezums tāpat četrstūrains, bet vārpstā izveidota rieva līdzīga tai, kāda atrodas rumbā; šo veidu lieto visvairāk (41. zīm.).

Ķīļus iesitot, rodas ievērojami šķērsspēki, kas vienpusīgi piespiež vārpstu pie rumbas (42. zīm.) un rada berzes spēkus.

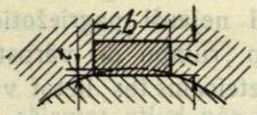
Iedobto ķīļu gadījumā, acīmredzot, tikai ar berzes spēkiem notur rumbu uz vārpstas; arī plakanie ķīļi šajā ziņā daudz neatšķiras no iedobtiem. Rievķīļi turpretim savieno vārpstu ar rumbu jau daudz drošāk, ne tikai ar berzi vien: ja berzes pretestība pat pilnīgi pazustu, rumba nevar pagriezties uz vārpstas, iekams ķīlis nebūs nocirpts; tas atļauj pārnest ar tādu savienojumu daudz ievērojamākus aploces spēkus.

To varētu pierādīt arī mechaniski; ņemsim iedobtos ķīļus: vārpstas vērpes moments (resp. stiprības nolīdzinājums) ir (42. zīm):

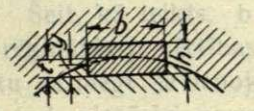
$$M = \frac{P \cdot d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \tau'.$$



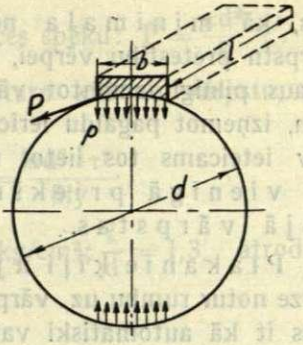
39. zīm.



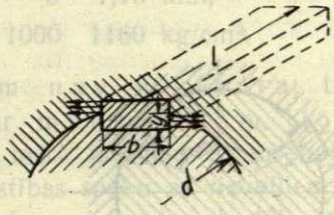
40. zīm.



41. zīm.



42. zīm.



43. zīm.

Lai rumba, P iespaidota, neslīdētu pa vārpstu, tad P jābūt $\leqslant$ par berzes pretestības spēku: $P \leqslant 2pbl \cdot \mu$ (berzes pretestība rodas 2 vietās — augšā un apakšā); ar pirmo nolīdzinājumu dabūjam:

$$P = \frac{\pi d^2}{8}\tau' \leqslant 2pbl\mu,$$

no kurienes: $$p \geqslant \frac{\pi d^2 \tau'}{16bl\mu}.$$

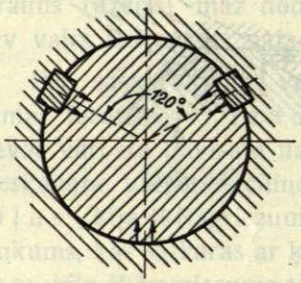
Ievietojot vārpstu aprēķinos diezgan parasto $\tau' = 200$ kg/cm², vidējo praksē sastopamo $\frac{l}{d} \cong 1{,}3$, un ņemot ļoti a u g s t u (praksē gandrīz nesasniedzamu) $\mu = 0{,}15$, mēs dabūtu:

$$p \sim \geqslant \frac{200d}{b}$$

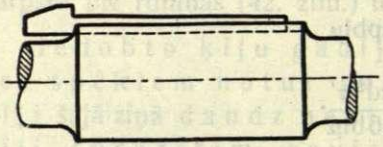
Ņemot pēc DIN:	d =	30	50	100	mm, un
	b =	10	14	28	mm,
dabūjam:	p ⩾	600	715	715	kg/cm²,

kas, kā minimala nepieciešama vērtība, lai pilnīgi izmantotu vārpstu pretestību vērpei, ir ļoti daudz; tādēļ iedobtie ķīļi reti atļaus pilnīgi izmantot vārpstas, un to virs vārpstu d = 150 mm, izņemot pagaidu ierīces, nav ieteicams lietot. Tāpat nav ieteicams tos lietot mainīgu momentu vai triecienu gadijumos. To vienīgā priekšrocība ir tā, ka tie absoluti nebojā vārpstas.

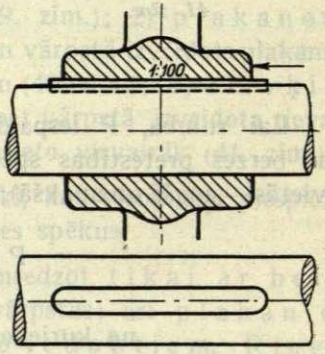
Plakanie ķīļi ir jau drusku labāki; gan arī šeit galvenokārt berze notur rumbu uz vārpstas; tomēr, rumbai nejauši pagriežoties, ķīlis it kā automatiski vairāk iespīlēsies starp rumbu un vārpstu, ar to palielinot berzes pretestību. Tomēr nav ieteicams tos lietot virs caurmēriem d = 200 mm, tāpat arī mainīgu momentu vai triecienu gadijumos.



44. zīm.



45. zīm.



46. zīm.

Kā jau teikts, visdrošākie ir rievķīļi, jo šeit berze starp rumbu un vārpstu var gadijumā pilnīgi pazust, kaut gan tas nav vēlams; ķīlis tomēr neatļaus rumbai griezties ap vārpstu, iekams nebūs pārcirpts, vai arī rumbas vai vārpstas atbalstvirsmas (pret ķīli) sagrautas. Izrēķināsim spiedienus, pieņemot visļaunāko gadijumu: berzes starp rumbu un vārpstu pavisam nav.

Mēs jau atradām iedobtam ķīlim aploces spēku: $P = \frac{\pi d^2}{8} \cdot \tau'$.

Stiprības nolīdzinājums (virsmas spiedei starp ķīli un vārpstu, sk. 43. zīm.) ir:

$$P = \frac{\pi d^2}{8} \cdot \tau' = ply, \quad \text{vai:} \quad p = \frac{\pi d^2 \cdot \tau'}{8ly}.$$

Pieņemot, kā agrāk, no prakses: $\tau' = 200$ kg/cm²; $\frac{l}{d} = 1{,}3$, atrodam

$$p = \frac{60\,d}{y}.$$

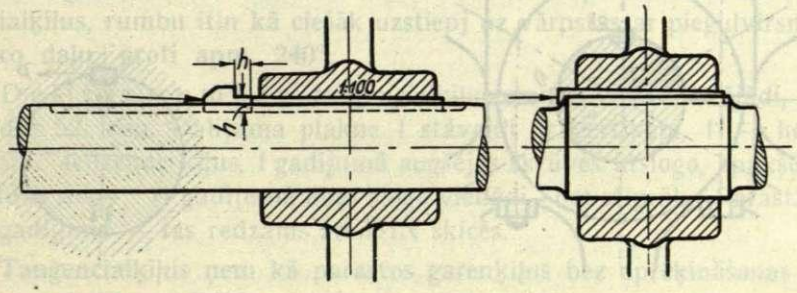
Ņemot atkal pēc DIN

	d =	30	50	100	150 mm, un
	y =	3,5	4	6	7,75 mm,
dabūjam:	p =	515	750	1000	1160 kg/cm².

Šeit, kā teikts, berze pavisam nav ievērota; tādēļ aprēķinātās p vērtības uzskatamas par maksimālām, ko varētu sasniegt savienojumā, kas zinamā mērā jau nedrošs un bojāts; tā tad, vispārīgi ņemot, vārpstas pretestības spēku ar rievķīļiem var pilnīgi izmantot. Arī triecienus un mainīgus momentus rievķīļi uzņem daudz labāk ; ieteicams gan ņemt tādos gadijumos divus rievķīļus, kas veido 120°: tā dabūjam 3 punktu atbalstu (44. zīm.), kas derīgs nedalītām rumbām (sk. turpmāk).

Rievķīļu trūkums ir tas, ka darbs ir dārgāks, jo jāizveido vēl rieva vārpstā, un ka vājina vārpstu; to gan var novērst, ņemot ķīļa iebūves vietā resnāku vārpstu (45. zīm.), bet tas sadārdzina konstrukciju un daudzos gadijumos — kā transmisijās — nav iespējams.

Rievķīļus lieto līdz vislielākiem vārpstu ⌀⌀.



47. zīm.

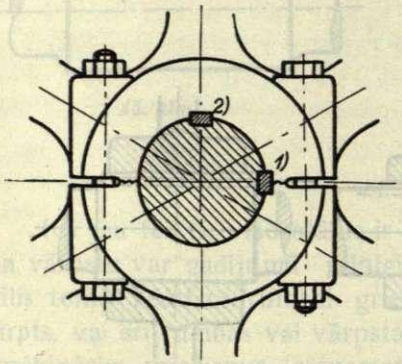
Garenķīļus vispārīgi neaprēķina, bet ņem pēc praktiskām normām, kas sastopamas ikkatrā rokasgrāmatā; arī DIN dod garenķīļu normas pēc vārpstu ⌀ ⌀. Eventuala kontrole ļoti svarīgos gadijumos izdarama rievķīļiem virsmas spiedei un cirpei, pārējiem ķīļiem — berzes pretestībai apmēram tā, kā mēs rēķinājām agrāk, kad izpētijām ķīļu formas.

Pēc montažas veida garenķīļus var sadalīt 2 grupās: 1) ieliekamos ķīļos un 2) iedzenamos ķīļos.

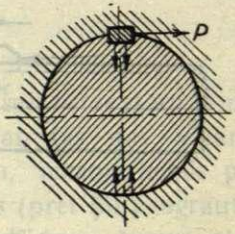
Ieliekamos ķīļus ievieto vārpstās izveidotās rievās, un tad ar sitieniem vai presi uzdzen piestiprinamo daļu (skriemeli, zobratu u. t. t., sk. 46. zīm.). Šos ķīļus parasti lieto tur, kur nav iespējams iemontēt otro veidu.

Iedzenamos ķīļus iedzen rievās pēc tam, kad ar vārpstu savienojamā mašindaļa jau novietota savā pareizā stāvoklī. Rievas tādēļ jātaisa daudz garākas, vai arī ķīļa vietā vārpsta jāveido resnāka (47. zīm.). Paši iedzenamie ķīļi bieži izveidoti ar degunieм, lai tos varētu vajadzības gadijumā vieglāk izraut; tikai nevajag aizmirst aizsargāt šīs vietas; vislabāk iekapselēt degunus, lai novērstu nelaimes gadijumus.

Ķīļu novietojums dalītās rumbās var būt divējāds: 1) dalijuma vietā vai 2) perpendikulārā caurmēra tuvumā (48. zīm.). Gandrīz vienmēr lieto pirmo veidu, jo tas nerada savienošanas skrūvēs lielākus papildu spriegumus; toties loka rumbas daļu galus, kas var gadijumā nolūzt. Otrais veids, acīmredzot, rada ievērojamus papildu spriegumus skrūvēs, kas tādēļ jāņem daudz solidākas.



48. zīm.

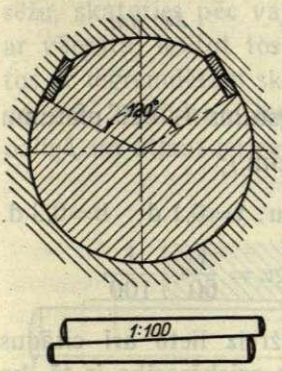


49. zīm.

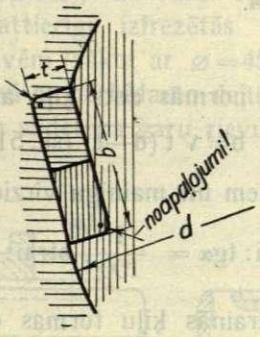
Iedobtie ķīļi nav lietojami 2) stāvoklī, jo, skriemelim rotējot, centrifugalspēki izstiepj skrūves; tādēļ ķīļa spiediens un berzes pretestība samazinas.

Tangencialķīļi.

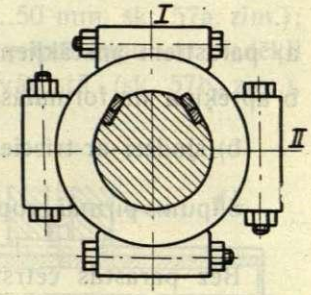
Līdz šim aplūkotie vienkāršie garenķīļi saspīlē rumbu ar vārpstu radiālā virzienā, tā tad perpendikulari aploces spēkiem (49. zīm.), bet ne paralleli tiem, kā tas patiesībā būtu vēlams, it sevišķi, ja aploces spēki stipri mainas vērtībā un virzienā. Tur labāk lietot t. s. tangencialķīļus, kur saspīlējums ir vairāk vai mazāk parallels aploces spēku virzieniem.



50. zīm.



51. zīm.

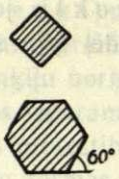


52. zīm.

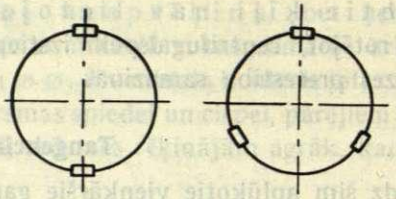
Lieto 2 pārus ķīļu, kas novietoti 120° leņķī (skat. 50. un 51. zīm.); pa pāriem tos lieto, lai to ārējās malas būtu parallelas, un lai vieglāk varētu iefrezēt rievas rumbā un vārpstā. Iedzenot tangencialķīļus, rumbu itin kā ciešāk uzstiepj uz vārpstas ar pieguļvirsmas lielāko daļu, proti apm. 240°.

Dalītās rumbās tangencialķīļus var novietot divējādi, kā parādīts 52. zīm. Dalijuma plakne I stāvoklī ir vertikala, II — horizontala. Iedzenot ķīļus, I gadijumā augšējās skrūves atslogo, apakšējās papildus slogo; II gadijumā abas slogo vienādi, bet stiprāk. Parastāks ir I gadijums — tas redzams arī DIN skicēs.

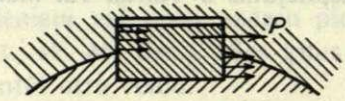
Tangencialķīļus ņem kā parastos garenķīļus bez aprēķināšanas no normu tabulām. DIN normās paredzētas 2 tangencialķīļu grupas:



53. zīm.



56. zīm.



55. zīm.

54. zīm.

a) parastiem apstākļiem; normās dots ķīļu augstums t, bet platumu b aprēķina no formulas: $b=\sqrt{t\,(d-t)}$ (sk. 51. zīm.);

b) slodzei ar triecieniem un mainīgu virzienu: $t=0{,}1\,d$; $b=0{,}3\,d$.

Slīpums pirmai grupai: $tg\alpha=\frac{1}{100}$, otrai: $tg\alpha=\frac{1}{60}\cdots\frac{1}{100}$.

Bez parastās četrstūrainās ķīļu formas dažreiz lieto arī citādus šķērsgriezumus, piem., ar rievām (53. zīm.); šeit priekšrocība ir tā, ka ierūsējušus ķīļus vieglāk izvilkt, ielejot rievās petroleju. Citas formas: kvadratiskas, diagonali nostādītas, sešstūrainas (Alfa ķīlis) u. t. t. reti lieto (54. zīm.).

Ierievji.

Ierievji atšķiras no garenķīļiem tikai ar to, ka tie ir prizmatiski ķermeņi bez jebkāda malu slīpuma (šķērsgriezumi viscaur vienādi). Ja tos lieto ķīļu vietā dažādu mašindaļu piestiprināšanai pie vārpstām, tad atkrīt vienpusīgais ķīļa spiediens, kas nenovēršami rada kaut nelielu ekscentricitati un deformacijas. Toties berzes pretestība šeit pavisam atkrīt; aploces spēkus pārnes vienīgi ar ierievja virsmas spiedienu uz rumbas un vārpstas rievu sānu sienām, pie kam ierievi cērp (patiesībā pat liec, sk. 55. zīm.).

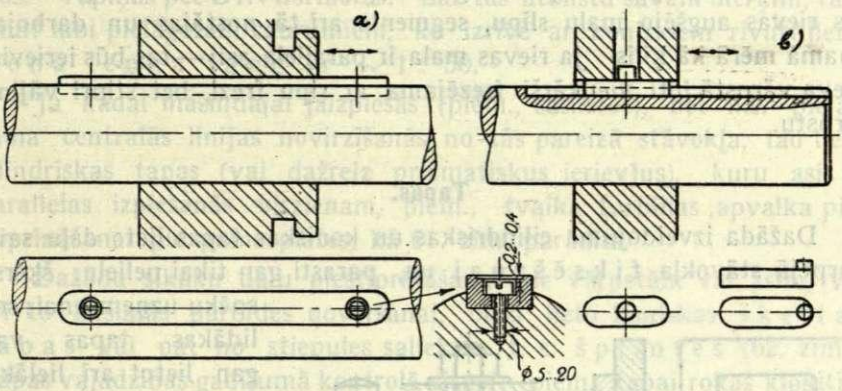
Lai savienojums nepaliktu vaļīgs, ierievji sevišķi rūpīgi jāpielāgo rievām, resp. to sānu sienām. Šī paša iemesla dēļ ierievji maz noderīgi aploces spēku pārnešanai, kas maina virzienu.

Daļas aksialo pārbīdi ierievis nenovērš; ja vajadzīgs, tā jānovērš citādiem līdzekļiem. Bet bieži taisni šī īpašība mašinbūvniecībā nepieciešama un tādēļ uzskatama par ierievju savienojumu priekšrocību.

Ierievju izmērus ņem tādus pašus kā garenķīļiem (ar nedaudz izņēmumiem, piem., darba mašinās, rīkos u. t. t.); novilējot vienu malu slīpi, ierievi vienmēr var pārvērst par ķīli.

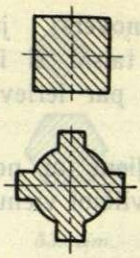
Lielāku momentu resp. aploces spēku pārnešanai lieto 2—3 ierievjus, kas simetriski sadalīti pa aploci (56. zīm.). Skaidrs, ka tāds savienojums prasa ļoti rūpīgu pielāgošanas darbu un tādēļ iznāk stipri dārgs; to lieto, piem., ļoti ātrskrejošās mašinās: tvaika turbinās, turbokompresoros u. t. t.

Ja mašindaļai jāpārbīdas uz vārpstas (ar slīdam- vai bīdamsēžu, skatoties pēc vajadzības), tad var: 1) vai nu savienot ierievjus ar vārpstu, iesitot tos attiecīgi izfrezētās ligzdās, vai piestiprinot tos ar iegremdētām skrūvēm (sākot ar $\varnothing = 45...50$ mm, sk. 57a. zīm.); vai arī 2) savienot ierievi ar pārbīdamo daļu, ņemot tapu vai piedēkli palīgā, un atļaut ierievim slīdēt pa garu rievu vārpstā (sk. 57b. zīm.).

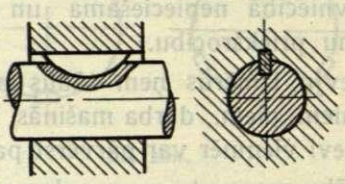


57. zīm.

Ja daļas pārbīde notiek lielākas slodzes iespaidā vai arī ļoti bieži (piem., automobiļu būvē, darba mašinās), šādas vienkāršas konstrukcijas nav pietiekoši izturīgas, un tur lieto specialus izveidojumus, piem., t. s. vārpstā pārbīdamos ierievjus, kas pārbīdes brīdī ierauj ami vārpstā un tikai zinamos stāvokļos izbīdami un noturami ar atsperēm.



58. zīm.



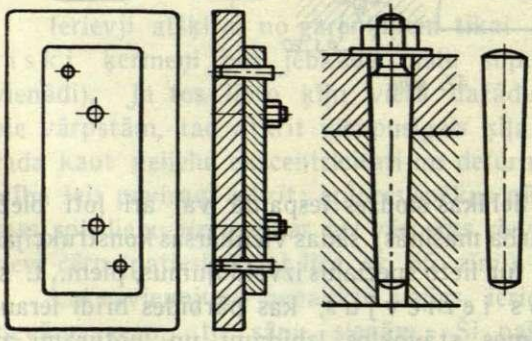
59. zīm.

Tālāk lieto četrstūrainas (kvadratiskas) vārpstas, vai t. s. izcilņu vārpstas ar vairākiem (2...10) frezētiem ierievjiem (58. zīm.). Izciļņu vārpstas pēdējā laikā labprāt lieto arī citur vispārējā mašinbūvniecībā, jo tām piemīt svarīga priekšrocība: tā ka ķīļu rievu iespaids šeit atkrīt, vārpstas var slogot daudz augstāk nekā tas parastās konstrukcijās iespējams.

Auto un darba mašinu technikā bieži lieto arī t. s. Woodruff'a ķīli, proti ripas segmentu (59. zīm.); izveidojot rumbas rievas augšējo malu slīpu, segments arī tā nostājas un darbojas zinamā mērā kā ķīlis. Ja rievas mala ir parallela asij — tas būs ierievis. Rieva vārpstā ļoti vienkārši frezējama ar ripu frezi, bet stipri vājina vārpstu.

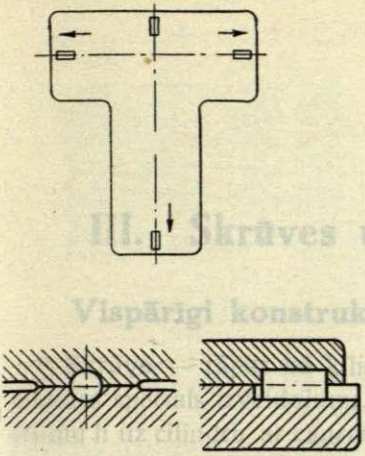
Tapas.

Dažāda izveidojuma cilindriskas un koniskas tapas lieto daļu savstarpējā stāvokļa fiksēšanai un, parasti gan tikai nelielu, šķērsspēku uzņemšanai; solidākas tapas var gan lietot arī lielāku šķērsspēku uzņemšanai, piem., skrūvju atslogošanai (uz kurām iedarbojas šķērsspēki); īsas ziņas par tām būs dotas skrūvju nodaļā.

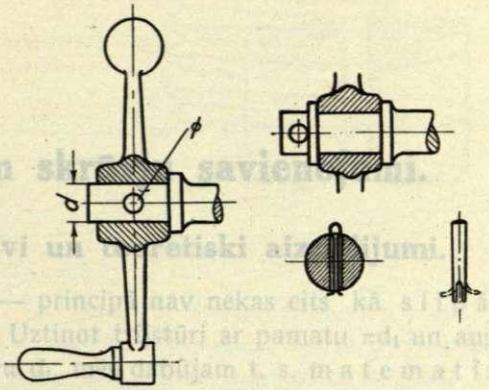


60. zīm.

Stāvokļa fiksēšanai ļoti ērtas un izplatītas ir koniskas t. s. pri-



61. zīm.



62. zīm.

zontapiņas ar vai bez skrūvēm to izvilkšanai (60. zīm.); ar 2 tādām tapām var pilnīgi noteikti fiksēt 2 mašindaļu savstarpēju stāvokli, kas visos precizos mechanismos nepieciešams demontažas un remonta gadijumos. Tapiņas pēc DIN normētas. Lai tās atbilstu savam mērķim, tām jābūt labi pielāgotām caurumiem, ko izrīvē ar koniskiem rīvurbjiem. K o n a l e ņ ķ a t a n g i r ~ 1 : 50.

Ja kādai mašindaļai jāizplešas (piem., sasilstot), bet nav pielaižama centralās linijas novirzīšanās no tās pareizā stāvokļa, tad lieto cilindriskas tapas (vai dažreiz prizmatiskus ierievjus), kuru asis ir parallelas izplešanās virzienam, piem., tvaika turbinas apvalka piestiprināšanai pie pamatplates, kā 61. zīm. parādīts.

Dažādu sīkāku daļu piestiprināšanai pie vārpstām vai asīm, vai arī to aksialās pārbīdes novēršanai, bieži lieto koniskas š ķ e l t a s t a p a s vai pat no stiepules saliektas t. s. š p l i n t e s (62. zīm.). Tapas vajadzības gadijumā kontrolē cirpei; piem., tapai rokas kloķītim (62. zīm.) atrodam stiprības nolīdzinājumu:

$$\frac{M}{d/2} = \frac{2\pi \varnothing^2}{4} \tau_{\text{tapas}},$$

kur M ir vērpes moments.

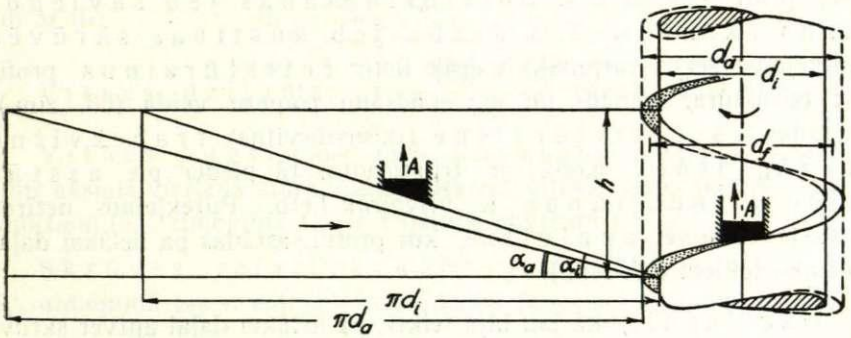
III. Skrūves un skrūvju savienojumi.

Vispārīgi konstruktivi un teoretiski aizrādijumi.

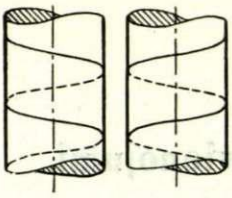
Skrūve — tāpat kā ķīlis — principā nav nekas cits kā slīpās plaknes specials izveidojums. Uztinot trijstūri ar pamatu πd_1 un augstumu h uz cilindru ar caurmēru d_1, mēs dabūjam t. s. matemātisko skrūves liniju jeb vītni, resp. šīs linijas vienu apvijumu. Ja tālāk iedomājamies uz koncentriskiem cilindriem uztītus daudzus tādus trijstūrus ar to pašu augstumu h, bet pamatiem πd_x (kas atbilst attiecīgo cilindru caurmēriem d_x), tad dabūsim t. s. skrūves virsmu; 63. zīmējumā tā parādīta starp vislielāko (ārējo) caurmēru d_a un vismazāko (iekšējo) caurmēru d_i.

Ja uz trijstūri (slīpo plakni) iedomājamies atbalstītu kādu ķermeni A, tad, trijstūri pārbīdot pa labi, šis ķermenis būs spiests celties uz augšu, ja neatļaujam tam pārbīdīties horizontalā virzienā. Acīmredzot, to pašu sasniegsim arī ar skrūves virsmu, ja griezīsim cilindru ar skrūves virsmu, bet ķermenim A neatļausim rotēt līdzi. Par citādām kinematiskām iespējām runāsim turpmāk.

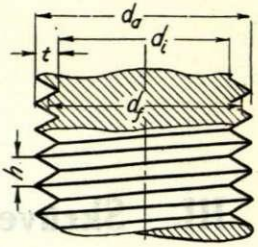
Cilindru ar uztītu skrūves virsmu, kas jāiedomājas turpināta vēl uz abām pusēm uz augšu un leju, turpmāk sauksim par skrūvi.



63. zīm.



64. zīm.



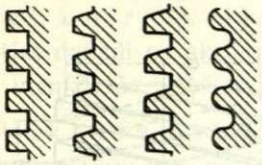
65. zīm.

Ķermeni A, kas slīd pa skrūves virsmu un kas parasti būs daudz garāks par skicē uzrādīto, aptverot kā koncentrisks ķermenis skrūvi vairāku apvijumu augstumā, turpmāk sauksim par uzgriezni.

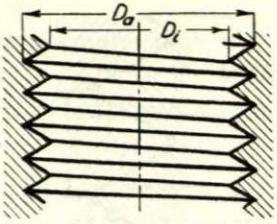
Uztīt trijstūrus uz cilindriem varam, acīmredzot, divējādā veidā: skatoties no priekšas pa labi vai pa kreisi (64. zīm.). Pirmo skrūvju vītnes pieņemts saukt par labām vītnēm un tās praksē visvairāk lieto; otrās sauc par kreisām vītnēm; tās lieto tikai specialas vajadzības gadijumos.

Līdz šim aplūkotā teoretiskā skrūve ar skrūves virsmu, ko ieguvām, aptinot augstāk aprādītā veidā trijstūrus ap koncentriskiem cilindriem, resp. vadot cilindra asij perpendikularu taisni gar kādu skrūves liniju, saprotams, nav derīga praktiskai lietošanai, jo vītnes šeit ir bezgalīgi plānas virsmas. Praktiski lietojamas skrūves dabūjam, ja vadam gar skrūves liniju kādu piemērotu ģeometrisku figuru tā, lai figuras plakne vienmēr ietu caur skrūves asi. Šādu figuru sauksim par skrūves vītnes šķērsgriezumu jeb profilu. Visvairāk lieto trijstūrainus profilus (65. zīm.), proti — visās t. s. nostiprināšanas jeb savienošanas skrūvēs. T. s. darba jeb kustības skrūvēs (definējums sekos turpmāk) vairāk lieto četrstūrainus profilus: taisnstūra, vienād- un nevienādsānu trapezu veidā (66. zīm.). Tā rodas t. s. četrstūrvītne (taisnstūrvītne), trapezvītne un zāģvītne. Kopā ar trijstūrvītni tā pieder pie asstūraino vītņu grupas, ko visvairāk lieto. Putekļainos, netīros apstākļos lieto vēl apaļvītni, kur profili sastādas pa lielākai daļai no riņķu lokiem (66. zīm.).

Uzgrieznis, kā jau bija teikts, pa lielākai daļai aptver skrūvi vairāku apvijumu augstumā; citiem vārdiem, tas būs tukšs cilindrs,



66. zīm.



67. zīm.

kura iekšējā virsmā jāizveido tādas pašas vītnes kā atbilstošai skrūvei (67. zīm.), ievērojot, saprotams, vajadzības gadijumā pietiekošu spēli. Skaidrs, ka uzgrieznim nav obligati jābūt atsevišķam ķermenim; vītnes var iegriezt arī kādas mašinu daļas urbumā; principiali tas tomēr paliek uzgrieznis.

Terminoloģija un apzīmējumi (sk. 68. zīm.):

Skrūves serdes jeb iekšējais ⌀ : d_1; viņš noteic stiprības aprēķinu.

Skrūves vītnes ārējais ⌀ : d_a; viņš noteic nepieciešamo ⌀ tērauda stienim, no kura izveido skrūvi.

Uzgriežņa vītnes iekšējais ⌀ : D_1 (var būt lielāks vai līdzināties d_1).

Uzgriežņa vītnes ārējais ⌀ : D_a (var būt lielāks vai līdzināties d_a).

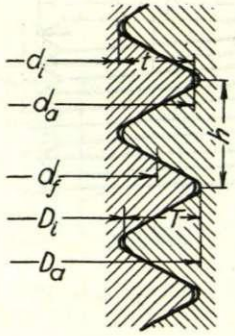
Vītņu virsmas, pa kurām notiek saskaršanās starp skrūvi un uzgriezni, sauc par vītņu flankām.

Flanku saskarvirsmu vidējo caurmēru apzīmēsim ar d_f; $d_f = \frac{D_1 + d_a}{2}$.

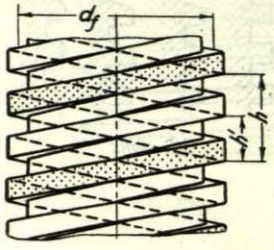
Vītnes dziļums: $t = \frac{(d_a - d_1)}{2}$, vai arī: $T = \frac{(D_a - D_1)}{2}$.

Vītnes augstums jeb absolutā kāpe h ir atstatums aksialā virzienā starp 2 analoģiskiem vītnes, resp. skrūves linijas punktiem (63. zīmējumā tas ir trijstūru augstums).

Skrūves relativā kāpe jeb vītnes slīpums (63. zīmējumā tas ir vidējā trijstūra leņķa tangens pie pamata) attiecinams uz vidējo flanku aploci ar caurmēru d_f: $\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f}$.



68. zīm.



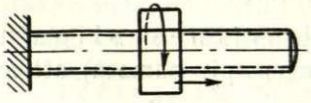
69. zīm.

Skrūves virsmā tas vispārīgi ir mainīgs lielums: ārējā aplocē — mazāks, iekšējā — lielāks ($tg\alpha_a = \frac{h}{\pi d_a}$; $tg\alpha_i = \frac{h}{\pi d_i}$). Leņķi α (ko mēro uz aploces ar d_f) sauksim par v i d ē j o k ā p e s l e ņ ķ i.

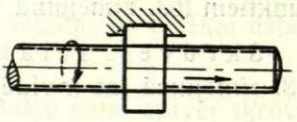
Pa lielākai daļai lieto t. s. v i e n g ā j i e n a skrūves, kuru vītnes veido, vadot pa skrūves liniju vienkāršu figuru: trijstūri, trapezu, četrstūri u. t. t. Bet pa skrūves liniju var vadīt reizē arī 2, 3 un vairāk trijstūrus, četrstūrus u. t. t.; tad, acīmredzot, k a t r a f i g u r a v e i d o s a v u v ī t n i, un mēs dabūjam t. s. v a i r ā k g ā j i e n u (divgājienu, trijgājienu u. t. t.) s k r ū v e s, kas kā d a r b a s k r ū v e s pat diezgan bieži sastopamas.

69. zīm. parādīta 2 gājienu četrstūrskrūve.

Šeit vītnes augstums h nekādā ziņā nav mērojams starp 2 blakus esošām vītņu daļām, t. i. tas n e b ū s h′; vītņu augstums mērojams starp 2 analoģiskiem punktiem u z t ā s p a š a s v ī t n e s; ja v ī t ņ u (g ā j i e n u) s k a i t s ir i, tad acīmredzot: $h = ih'$; tāpat arī vītņu k ā p e būs: $tg\alpha = \frac{h}{\pi d_f} = \frac{ih'}{\pi d_f}$



70. zīm.



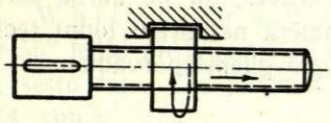
71. zīm.

Kinematiskā ziņā skrūves un uzgriežņa kombinacija dod reizē virzes un rotacijas kustības, pie kam šīs kustības var sadalīties dažādi pa skrūvi un uzgriezni pēc konstruktora gribas. Galvenās vienkāršās iespējas ir šādas:

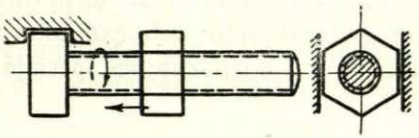
1) Skrūve nekustīga; uzgrieznis tad rotē un virzas reizē; tā, piem., strādā t. s. nostiprināšanas skrūves, ar kurām savieno mašindaļas (70. zīm.).

2) Uzgrieznis nekustīgs; tad skrūve rotē un virzas reizē; tādā veidā, piem., strādā darba skrūvju lielākā daļa (71. zīm).

3) Uzgrieznis var griezties, bet nevar virzīties; tad skrūve virzas, ja tai neatļauj griezties; tā, piem., strādā skrūves ceļammechanismos, presēs u. t. t. (72. zīm.).



72. zīm.



73. zīm.

4) Skrūve var griezties, bet nevar virzīties; tad uzgrieznis virzas, ja tam neatļauj griezties; tā, piem., strādā skrūvurbis (73. zīm.).

Ja rotacijas virziens skrūvei visos gadijumos ir vienāds, virzes kustību var dabūt uz abiem galiem pēc izvēles, lietojot labās vai kreisās vītnes.

Tas apstāklis, ka ar skrūvi un uzgriezni var sasniegt dažādas kustību kombinacijas, ir ļoti vērtīga skrūvju īpašība. No citām priekšrocībām būtu atzīmējamas vēl šādas: 1) Izveidojot pietiekoši garus uzgriežņus, lai vairāki apvijumi strādātu reizē, var uzņemt ļoti ievērojamus aksialus spēkus; virsmas spiedieni vītnēs būs tomēr samērā mazi. 2) Ņemot pietiekoši šauras profilu flankas un pietiekoši garus uzgriežņus, arī lieces spriegumi vītnēs būs mazi. 3) Skrūves vītnes ērti un ātri izgatavojamas.

Šo apstākļu dēļ skrūve ir laikam visizplatītākais un visvairāk lietotais mašinu elements.

Technikā skrūves lieto:

1) kā mašinu daļu savienotāju elementu; tad viņas sauc par nostiprināšanas skrūvēm;

2) kā patstāvīgu kinematisku elementu; tad viņas sauc par kustības jeb darba skrūvēm; parastākie gadijumi šeit ir

a) rotacijas kustību vēlas pārvērst virzes kustībā; pie tam parasti ar nelieliem vērpes momentiem vēlas sasniegt lielus aksialus spēkus, piem., presēs, ceļamskrūvēs u. t. t.;

b) virzes kustību vēlas pārvērst rotativā kustībā, piem., skrūvurbī;

c) rotacijas kustību vēlas pārvērst rotacijas kustībā, bet ap citu rotacijas asi; šeit atzīmējami skrūvratu un gliemežu pārvadi (tajos uzgrieznis gan vairs neaptver skrūvi, bet veidots itin kā no izgriezta segmenta, kas saliekts riteņa veidā).

Šeit aplūkosim tikai nostiprināšanas skrūves, un no darba skrūvēm 2-a gadijumu; 2-b gadijums spēlē samērā nesvarīgu lomu technikā, un ar 2-c iepazīsimies specialā nodaļā par gliemežpārvadiem.

Nostiprināšanas (savienošanas) skrūves un skrūvju sistemas.

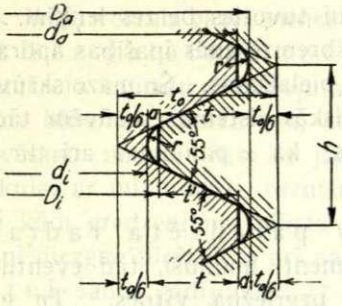
Nostiprināšanas skrūves — kā laikam visvairāk lietotas mašinu daļas — sen jau mēģināja normēt. Iemesli tam ir pilnīgi saprotami: lai bojātas skrūves vai uzgriežņus bez grūtībām varētu atvietot ar jaunām, kas iegūtas vai nu pirkšanas ceļā vai izgatavotas uz vietas.

Jāsaka, ka šis normēšanas darbs tomēr līdz šai dienai nav novests līdz vēlamam gala mērķim, proti — līdz vienīgai nostiprināšanas skrūvju sistemai, resp. dažādu normētu izmēru sakopojumam —, bet ka arvien vēl techniskā praksē lieto vairākas sistemas. Nav arī paredzams, ka tuvākā nākotnē techniskā pasaule varētu vienoties par vienu sistemu; cik patlaban var spriest, paliks laikam vismaz trīs sistemas.

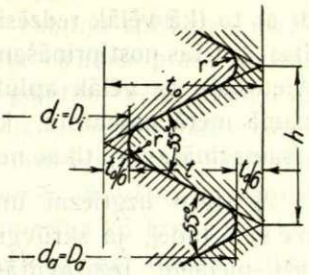
Aplūkosim tagad īsumā galvenās nostiprināšanas skrūvju sistemas.

Whitworth'a sistema (resp. angļu „BSW" sistema).

Visvecākā un izplatītākā ir jau 1841. g. savos pamatos izstrādātā angļu Whitworth'a sistema, kuru lieto patlaban



74. zīm.



75. zīm.

visur, izņemot Ameriku. Tā ka šeit izmēri doti angļu collās, tad šī sistema sākumā drusku neērta tiem, kas pieraduši rīkoties ar metriskiem mēriem.

Whitworth'a vītnes profils ir vienādsānu trijstūris ar 55° leņķi pie virsotnes; virsotnes nogrieztas par trijstūra augstuma t_o sesto daļu, t. i. par $t_o/6$, un tad pēc noteiktiem radijiem noapaļotas (74. zīm.).

Ģeometriskās sakarības dotas atkarībā no absolutās kāpes h:

$$t_o \cong 0{,}96\ h,$$
$$t \cong 0{,}64\ h,$$
$$r \cong 0{,}14\ h.$$

Whitworth'a sistemā normēts apvijumu skaits z uz 1″; mazākiem caurmēriem z ir vesels skaitlis, lielākiem tas dots $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ un $\frac{1}{8}$ daļās. Vispārīgi: jo lielāks ir ∅, jo mazāks ir normētais z. Absolutā kāpe, acīmredzot, pretēji proporcionala apvijumu skaitam:

$$h \cdot z = 1'' = 25{,}40095\ \text{mm}.$$

Skrūves klasificētas pēc ārējā caurmēra d_a angļu collās; mazākām skrūvēm intervalli normēti ik pa 1/16″, tad ik pa 1/8″ un lielākām skrūvēm ik pa 1/4″.

Whitworth'a sistemai ir šādi 2 galvenie trūkumi:

1) Kāpes leņķis α pieaug līdz ar caurmēra samazināšanos; tā, piem., ja:

$d_a = \frac{1}{4}''$, tad: $\alpha = 4°10'$ un $z = 20$;
$d_a = \frac{1}{2}''$ $\alpha = 3°20'$ $z = 12$;
$d_a = 1''$ $\alpha = 2°30'$ $z = 8$;
$d_a = 2''$ $\alpha = 2°10'$ $z = 4\frac{1}{2}$.

Tādēļ mazās skrūvēs α var jau ievērojami tuvoties berzes leņķim, un līdz ar to (kā vēlāk redzēsim) skrūves pašbremzēšanās īpašības apdraudētas; bet tas nostiprināšanas skrūvēs nav pielaižams. Šo mazo skrūvju atvietošana ar vēlāk aplūkojamām metriskās sistemas skrūvēm tādēļ zinamā mērā pamatota, kaut gan jāsaka, ka α palielinas arī tur ar d_a samazināšanos, tikai nedaudz mazāk.

2) Starp uzgriezni un skrūvi nav paredzēta radiala spēle; tādēļ, ja skrūvgriežamie instrumenti nodiluši, tad eventuali grūti pielāgot izgatavotās skrūves un uzgriežņa vītnes. To gan var novērst, paredzot vītnēm tādas tolerances, ka praktiski vienmēr iznāk spēle; tas starp citu arī izdarīts angļu BSW un vācu DIN normās Whitworth'a vītnēm.

Bet var drusku pārveidot arī pašu vītni, nogriežot izvirzītos skrūves un uzgriežņa vītņu profilu galus. Tāda vītņu sistema paredzēta DIN normās kā t. s. Whitworth'a vītne ar galotņu spēli (75. zīm.); radialā spēle a ņemta: $a = \frac{t_o}{13}$. Flanku pieguļvirsmas ar to tālāk sašaurinas; šeit $t' \cong 0{,}49\ h$ (agrākā $\sim 0{,}64\ h$ vietā). Šīs vītnes lietošana pagaidām aprobežojas ar speciali izgatavotām, pilnīgi apstrādātām mašinu skrūvēm (parastās, pērkamās, ļoti neglīti izskatītos).

Vītnes profila ģeometriskās sakarības:
$$\begin{cases} t_o \cong 0{,}96\ h, \\ t \cong 0{,}57\ h, \quad r \cong 0{,}14\ h, \\ t' \cong 0{,}49\ h, \quad a \cong 0{,}074\ h = \frac{t_o}{13}. \end{cases}$$

Whitworth'a cauruļvītne (gazes vītne).

Normalā Whitworth'a vītne nav piemērota izveidošanai cauruļu galos, kā tas vajadzīgs to savienošanas nolūkos, jo tā ir pārāk dziļa un tādēļ par daudz vājinātu cauruļu sienas. Tur vītņu izveidošanai lieto visumā tādu pašu profilu, tikai apvijumu skaitu collā ņem lielāku; tad vītņu profili iznāk sīkāki un līdz ar to mazāk vājina caurules. Arī šādas vītnes normalizētas un sakopotas sistemā kā t. s. cauruļu jeb gazes vītne.

Neērta ir šādas vītnes pieņemtā klasifikacija, proti — pēc gazes caurules iekšējā ⌀ collās —, kurpretim vītne izveidota caurules ārpusē. Tādēļ starp vītnes nominalcaurmēru collās un faktisko vītnes ārējo ⌀ vienmēr būs ievērojama diference (par apm. dubulto caurules sienas biezumu, t. i. par apm. 7 ... 11 mm).

Whitworth'a gazes vītnei DIN normas paredz 2 sistemas: ar un bez galotnes spēles. Vītne ar galotņu spēli gan mazāk piemērota cauruļu savienojumiem, kur gandrīz vienmēr prasa savienojuma blīvumu (jāsaka gan, ka arī vītne bez galotņu spēles pilnīgu noblīvēšanu nedod, bet ka jālieto kāds specials blīvēšanas materials — pakulas ar miniumķiti, pernicu, linu eļļu vai citu blīvēšanas šķidrumu, vai kādi gredzeni no mīksta materiala). Tomēr jāievēro, ka cauruļu vītni diezgan bieži lieto arī parastā mašinbūvniecībā kā t. s. smalko vītni šādos gadījumos: 1) kur nav vēlams daļu par daudz vājināt, 2) kur jābaidas no t. s. rievas iespaida, galvenokārt tur, kur mums ir darīšana ar triecieniem vai pēkšņām slodzes maiņām, un 3) kur rīcībā esošā telpa neatļauj izveidot normalu vītni, kas prasa garākus uzgriežņus (tas it sevišķi attiecas uz lielākiem ⌀ ⌀).

Cik tālu cauruļvītne atšķiras no normalās, rāda salīdzinājums starp vītnēm ar apm. vienādiem ārējiem ⌀ ⌀:

Normalā vītne 4″:
Ārējais d_a = 101,6 mm. Apvijumu skaits uz 1″ = 3. Vītnes dziļums 5,42 mm.

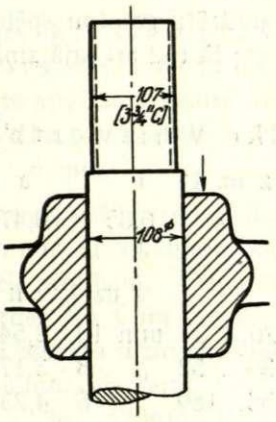
Cauruļvītne 3½″ ar spēli:
Ārējais d_a = 100,33 mm. Apvijumu skaits uz 1″ = 11. Vītnes dziļums 1,48 mm.

Normalā vītne ½″:
Ārējais d_a = 12,7 mm. Apvijumu skaits uz 1″ = 12. Vītnes dziļums 1,36 mm.

Cauruļvītne ¼″ ar spēli:
Ārējais d_a = 12,96 mm. Apvijumu skaits uz 1″ = 19. Vītnes dziļums 0,75 mm.

Tā tad diference ir sevišķi liela, ja ⌀ ⌀ ir lielāki; tur arī visvairāk lieto cauruļvītni.

Whitworth'a cauruļvītnes plašāka lietošana vispārējā mašinbūvniecībā smalkās vītnes veidā atduras uz dažām praktiskām grūtībām, proti: 1) ja caurmēri ir lieli, (kur cauruļvītnes priekšrocības sevišķi izceļas), tad intervalli starp normētiem ⌀ ⌀ pārāk lieli, un 2) collās normētie ⌀ ⌀ dod tādas mm vērtības, kas slikti pielāgojas noapaļotiem



76. zīm.

caurmēru skaitļiem, kādus pēc iespējas cenšas lietot. Piem., cenšas ņemt mašindaļu ⌀ ⌀:

⌀ = 100 105 110 115 120 mm;

turpretim mūsu rīcībā ir cauruļvītne ar:

$d_a \cong$ 100 107 113 — — 126 mm,

resp. nominali collās: $3\frac{1}{2}$" $3\frac{3}{4}$" 4" $4\frac{1}{2}$".

Apaļās mašindaļas tā tad jāizveido ar neapaļiem caurmēriem, — 101, 108, 114 un 127 mm [drusku vairāk par vītņu ārējo caurmēru parasti jāpielaiž, lai citas daļas — skriemeļus, zobratus u. t. t.—varētu eventuali pārbīdīt pāri vītnei, to nenoraujot (sk. 76. zīm.)].

Whitworth'a smalkvītnes.

Šī iemesla dēļ mašinbūvniecības vajadzībām DIN paredz vēl divas t. s. Whitworth'a smalkvītnes, kurās profili tāpat normēti collās un apvijumu skaits z dots uz 1", bet kurās atšķirībā no parastās cauruļvītnes caurmēri doti mm-os. Lai apaļām daļām varētu ņemt līdz 5 vai 10 mm noapaļotus caurmērus, tad lielākiem ⌀ ⌀ vītņu ārējo caurmēru skaitļi beidzas ar 4 vai 9, — piem., 94, 99, 104 u. t. t.

Vienu no šīm smalkvītnēm, proti N_o1, varētu gandrīz nosaukt par pussmalko vītni; tai ir viscaur 4 apvijumi uz 1", — pie kam tā normēta ārējiem ⌀ ⌀ no 56 — 499 mm. Otrā smalkvītne — proti N_o2 — ir jau īsta smalkvītne; atkarībā no ⌀ tai ir 10 ... 6 apvijumi uz 1", un tā normēta ⌀ ⌀ no 20 ... 189 mm. Abām vītnēm paredzēta galotņu spēle; nominalais ⌀ ir vītnes ārējais ⌀; tā tad arī šajā ziņā atkrīt cauruļvītnes neērtība.

Smalko Whitworth'a vītņu galvenie normu dati:

	z uz 1"	h	a	t	h'	r	t_o	
N_o1	4	6,35	0,47	3,596	3,126	0,872	6,099	mm

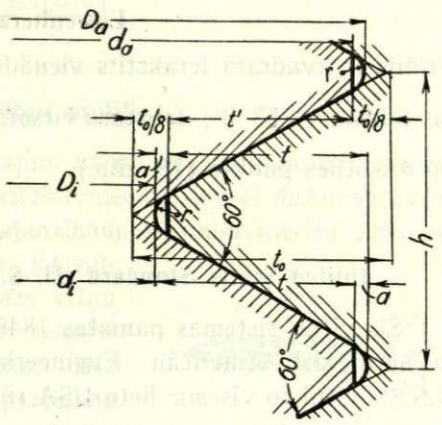
N_o2		z uz 1"	h	a	t	h'	r	t_o	
d_a =	20... 33	mm	10	2,54	0,188	1,439	1,251	0,349	2,440	mm
„	36... 52	„	8	3,175	0,235	1,798	1,563	0,436	3,049	„
„	56...189	„	6	4,233	0,313	2,397	2,084	0,581	4,066	„

(Apzīmējumi kā 75. zīmējumā).

Metriskā (SI) vītņu sistema.

Metrisko sistemu pamatos pieņēma 1898. gadā internacionalais kongress Zürich'ā, kur piedalijās technikas priekšstāvji no valstīm, kas lietoja metrisko mēru sistemu. Toreiz vītnes normēja ārējiem caurmēriem no 6... 80 mm. Vācu DIN normās vēlāk vēl normēja vītnes ārējiem caurmēriem no 1... 6 mm un no 80... 149 mm (ar nelielām pārgrozībām, salīdzinot ar SI datiem caurmēriem 72, 76 un 80 mm).

Vītnes profils šeit ir regulars trijstūris (visi leņķi = 60°). Virsotnes noapaļotas kā Whitworth'a vītnei; bez tam atstatumā $t_o/8$ no teoret. virsotnēm izbīdītās profilu galotnes nogrieztas kā skrūvei, tā arī uzgrieznim, radot radialu spēli $a = 0{,}045\ h$ (tā tad mazāku nekā Whitworth'a vītnei ar galotņu spēli, sk. 77. zīm.).



77. zīm.

Vītnes ģeometriskie dati:

$t_o \cong 0{,}866\ h$,
$t \cong 0{,}6945\ h$, $r \cong 0{,}0633\ h$,
$t' \cong 0{,}6495\ h$, $a \cong 0{,}045\ h$.

Tāpat kā Whitworth'a sistemā, skrūves klasificētas pēc ārējā caurmēra d_a, kas šeit dots milimetros. Atšķirībā no Whitworth'a vītnes šeit nav dots apvijumu skaits uz zinamu garuma vienību, bet tieši dota absolutā kāpe h mm-os. Atkarībā no skrūves caurmēra $h = 0{,}25...6$ mm.

Bez normalās metriskās vītnes DIN normās vēl izstrādāti pagaidām 3 NoNo metrisko smalkvītņu ar sīkākiem, kaut arī ģeometriski absoluti līdzīgiem normalvītnei, profiliem. Vispārējā mašinbūvniecībā varētu galvenokārt lietot vītnes No 1 un No 2. No 1 normēts ⌀⌀ no 154... 499 mm ar $h = 6$ mm (tā ir zinamā mērā pussmalkā vītne). No 2 normēts ⌀⌀ no 24... 189 mm, pie kam $h = 2$ mm, ja ⌀⌀ = 24... 33 mm; $h = 3$ mm, ja ⌀⌀ = 36... 52 mm; $h = 4$ mm, ja ⌀⌀ = 56... 189 mm.

Smalkā vītne No 3 vairāk noderīga smalkmechanikai un mašīnbūvniecības specialām nozarēm; tā normēta ⌀⌀ no 1... 300 mm ar $h = 0{,}2 \ldots 4$ mm.

Specialām vajadzībām paredzētas vēl smalkvītnes NoNo 4... 9.

Visvairāk Eiropā — arī Vācijā — patlaban arvien vēl lieto Whitworth'a vītnes. Metriskās vītnes pa lielākai daļai tikai maziem ⌀⌀ — līdz apm. 10 mm — atrod arvien lielāku piekrišanu.

Smalkmechanikā un arī elektrotechnikā līdz ⌀⌀ $\cong$ 10 mm vēl lieto, kaut arī arvien mazākos apmēros, t. s.

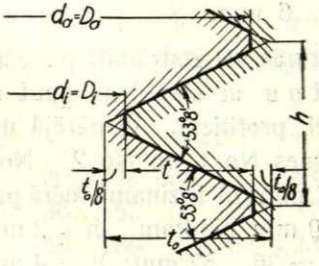
Löwenherz'a vītni.

Profils ir kvadratā ierakstīts vienādsānu trijstūris, kura virsotnes leņķis līdzinas $\sim 53° 8'$; trijstūru virsotnes taisni nogrieztas $\frac{t_o}{8}$ atstatumā no virsotnes punkta (78. zīm.).

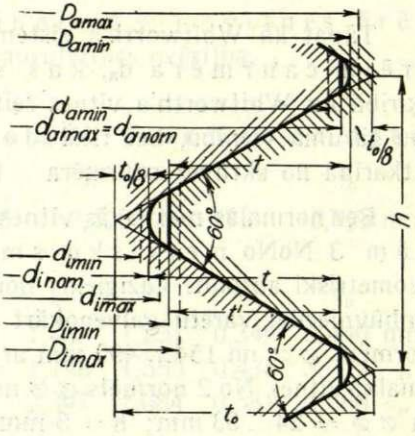
United States Standard (U. S. St.) vītne [Sellers'a vītne].

Šīs vītņu sistemas pamatus 1846. gadā izstrādāja Sellers's; tagad to normējusi American Engineering Standards Committee, un kā U.S.St. vītni to viscaur lieto USA rūpniecībā.

Profils šeit ir regulars trijstūris (visi leņķi = 60°), kura virsotnes nogrieztas $\frac{t_o}{8}$ atstatumā no virsotnes punkta (kā metriskā vītnē). Pēc



78. zīm.



79. zīm.

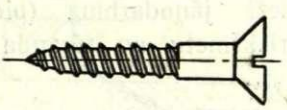
normām pielaistās uzgriežņa un skrūves vītņu deviacijas un tolerances arvien rada galotņu spēli starp skrūves un uzgriežņa vītnēm, pie kam iedobumi iznāk arī vēl noapaļoti (79. zīm.).

Vītnes klasificētas tāpat, kā agrāk aplūkotās, pēc skrūves vītnes ārējā caurmēra d_a, kas dots collās. Atšķirībā no Whitworth'a sistemas nav dots apvijumu skaits uz 1", bet, kā metriskā sistemā, tieši absolutā kāpe h kā caurmēra funkcija ar koeficienta n palīdzību: $h = n \cdot d_a$; n vērtības krīt caurmēram pieaugot, piem.:

$$d_a = \frac{1}{8}''; \quad n = 0{,}2;$$
$$d_a = 6''; \quad n = 0{,}0741.$$

Speciali vītņu profili.

Bez augšā minētām 3 galvenajām sistemām: Whithworth'a, metriskās un U. S. St., ko lieto mašinbūvniecībā, ir vēl dažas specialas vītņu formas, ko lieto dažādām vajadzībām. Mašinbūvniecībā mūs vēl visvairāk varētu interesēt koka skrūves (80. zīm.), kur samērā mazs vītņu profils regularā trijstūra veidā ar relativi lielu kāpi uztīts uz koniskas serdes. Bez tam varētu vēl minēt vītnes porcelana izolatoros, elektriskās spuldzēs, gazu pudelēs u. t. t.



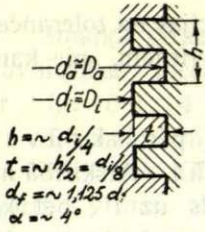
80. zīm.

Darba (kustības) skrūvju vītņu profili.

Darba skrūves pa lielākai daļai relativi bieži jāiedarbina, pie tam parasti ar slodzi; tādēļ svarīgi izvēlēties tādas profilu formas, kas dotu mazāku berzes pretestību un līdz ar to lielāku lietderības reizuli un mazāku dilšanu. Šeit lieto četrstūraino jeb t. s. plakano vītni, trapezvītni, zāģvītni un apaļvītni.

Plakanā (četrstūrainā, taisnstūrainā) vītne.

Šī forma ir ļoti veca, un to lieto arī vēl tagad, ja darba skrūves izveido mazākās darbnīcās (81. zīm.). Tās trūkumi ir: 1) samērā neizdevīgā forma lieces spriegumu uzņemšanai, jo profila pamats ir samērā šaurs;



81. zīm.

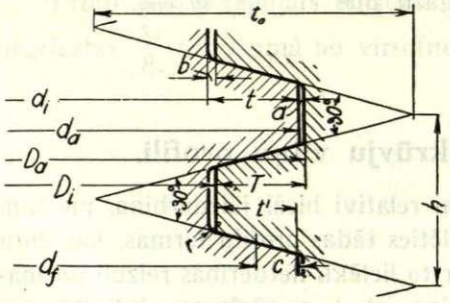
2) skrūve pati neiecentrējas darbā; tādēļ jāpielaiž ļoti mazas radialas spēles, lai skrūve ieņemtu centralu stāvokli; 3) precizas flankas — it. sevišķi frezēšanas celā — grūti izveidot (ar virpošanu tas vieglāk iespējams).

Praksē visbiežāk pieņemtos vītņu samērus var atrast 81. zīmējumā. DIN normās šī vītne nav paredzēta.

Trapezvītne

tagad (82. zīm.) bieži atvieto plakano vītni, salīdzinot ar kuru tā uzrāda šādas priekšrocības: 1) viņa vieglāk veidojama; 2) profils izdevīgāks lieces spriegumu uzņemšanai; 3) tajā var pielaist lielu radialspēli, jo skrūve pati iecentrējas. Vienīgais trūkums ir tas, ka berze ir drusku lielāka.

Trapezvītni lieto: presēs, ceļamskrūvēs, vārstos, aizbīdņos, virpās (kā vadvārpstas), dažreiz pat kā nostiprināšanas skrūves, ja tās ļoti bieži jānodarbina (piem., darba mašinu skrūves apstrādājamo priekšmetu un tērauda griežņu piestiprināšanai).



82. zīm.

Profila ģeometriskie dati:

$t_o = 1{,}866\ h$,
$c = 0{,}25\ h$,
$a = 0{,}25 \ldots 0{,}5$ mm,
$b = 0{,}5 \ldots 1{,}5$ mm,
$h = 2 \ldots 24$ mm,
$r = a$,
$t = 0{,}5\ h + a$,
$t' = 0{,}5\ h + a - b$,
$T = 0{,}5\ h + 2a - b$,
$d_f = d_a - c$.

Trapezvītne Vācijā normēta; DIN paredz pavisam 3 vītnes: parasto, smalko un rupjo. Parastā vītne normēta ⌀⌀: $d_a = 10 \ldots 300$ mm ar $h = 3 \ldots 26$ mm; smalkā: $d_a = 10 \ldots 640$ mm ar $h = 2 \ldots 24$ mm; rupjā: $d_a = 22 \ldots 400$ mm ar $h = 8 \ldots 48$ mm.

Visām šim vītnēm profili ir vienādsānu trapezas ar virsotnes leņķiem 30°. Caurmēri un absolutās kāpes h dotas mm-os; paredzēta diezgan liela radiala spēle.

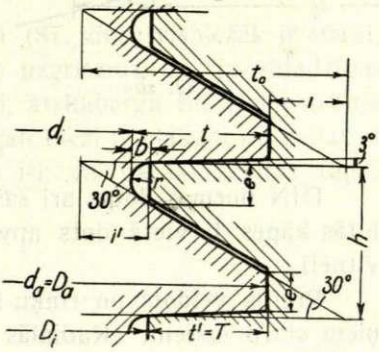
Normās profili kā uzgrieznim, tā skrūvei ir asstūraini, bet aizrādīts, ka skrūvēs iedobumi noapaļojami ar radiju *r*, ja skrūvei jāuzņem lielāki aksiali spēki.

Zāģvītne

varbūt vēl labāk piemērota v i e n p u s ī g u lielu slogu uzņemšanai (83. zīm.); berze ir šeit mazāka nekā trapezvītnei. Tā kā skrūve pati necentrētos, radialas spēles starp s k r ū v e s vītņu virsotnēm un uzgriežņa iedobumiem nav. Spēle turpretim ir paredzēta starp skrūves vītņu iedobumiem un uzgriežņa vītņu virsotnēm, un tādēļ s k r ū v e s iedobumus var labi noapaļot. Ar to samazina rievas iespaidu, kas ļoti svarīgi, ja iedarbojas lielas un it sevišķi triecienveida slodzes. Starp slīpām flankām, kas neuzņem spēkus, paredzēta arī flanku spēle — minimali 0,2 mm.

P r o f i l a ģ e o m e t r i s k i e d a t i :

$t_o = 1{,}73205\ h$, $i = 0{,}52507\ h$,
$t' = 0{,}75\ h$, $i' = 0{,}45698\ h$,
$t = t' + b$, $b = 0{,}11777\ h$,
$e = 0{,}26384\ h$, $r = 0{,}12427\ h$,
$d_f = d_a - t'$.



83. zīm.

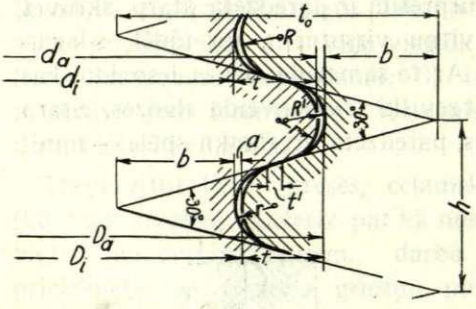
Vītnes profils ir nevienādsānu trapeza ar virsotnes leņķi 27°, pie kam n e s ē j a s flankas slīpums pret transversalgriezumu ir 3°. Caurmēri un absolutās kāpes h dotas mm-os.

DIN normas paredz (kā trapezvītnei) 3 vītnes: parasto, smalko un rupjo. P a r a s t ā normēta ⌀⌀ : $d_a = 22 \ldots 300$ mm ar $h = 5 \ldots 26$ mm; s m a l k ā normēta $d_a = 10 \ldots 640$ mm ar $h = 2 \ldots 24$ mm; r u p j ā normēta : $d_a = 22 \ldots 400$ mm ar $h = 8 \ldots 48$ mm.

Kā trapez-, tā zāģvītņu normas paredzētas tikai 1 gājiena skrūvēm; bet, saprotams, var lietot un izveidot arī vairākgājienu skrūves, pieturoties pie normētiem profiliem; tad tikai absolutā kāpe būs 2, 3 u. t. t. reizes lielāka.

Apaļvītni

lieto tur, kur sagaidams, ka skrūve (84. zīm.) nāks sakarā ar putekļiem, smiltīm, netīrumiem u. t. t., kas varētu bojāt asstūrainās vītnes, piem.: vārstu skrūvstieņos netīriem šķidrumiem, šļūteņu savienojumos, vagonu sakabinamās ierīcēs u. t. t.



84. zīm.

Profila ģeometriskie dati:

hz=25,40095 mm,

t_o=1,86603 h, b=0,68301 h,

t =0,5 h, r=0,23851 h,

t' = 0,0835 h, R =0,25597 h,

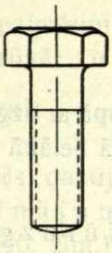
a=0,05 h, R'=0,22105 h.

DIN normas dotas arī šai vītnei; caurmēri doti mm-os, bet absolutās kāpes h vietā dots apvijumu skaits z uz 1" (kā Whitworth'a vītnei).

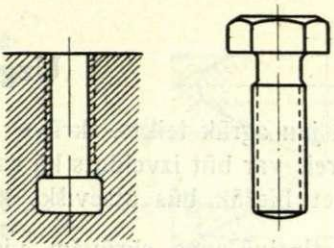
Profils veidots no riņķu loku daļām ar nelieliem taisniem nogriežņiem starp lokiem. Radialās spēles paredzētas diezgan lielas. Vītne normēta ⌀⌀ : d_a = 8... 200 mm ar z = 10... 4 uz 1".

Nostiprināšanas skrūvju konstruktivā izveidošana.

Vienkāršā cilindriskā stienī vītnes nevar iegriezt pareizi līdz galam; ja to vēlamies, tad griezējam instrumentam jādod iespēja izskrieties, t. i. pilnīgi pāriet pār stieņa apstrādājamo daļu. Parastās skrūvēs (85. zīm.) tādēļ vītnes nevar izmantot līdz galam: ja mēs mēģinātu tur uzgriezt uzgriezni, tas prasītu lielu spēku



85. zīm.

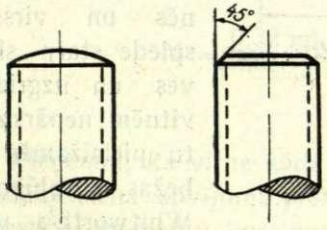


86. zīm.

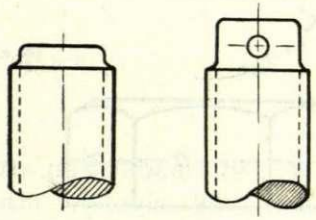
un bez uzgriežņa vītņu bojājuma nebūtu iespējams; parasti rēķina, ka ļoti rūpīgi grieztās (spožās) skrūvēs nederīgi ir apm. 1,5 apvijumi, parastās (melnās) skrūvēs — apm. 2,5 apvijumi.

Līdz galam pareizu vītni var iegūt tikai tad, ja skrūvei izveido ievirpojumu instrumenta izskrejai (86. zīm.); caurumos, kuros jāiegriež vītnes, tādā gadijumā jāievirpo paplašinājums (aizvirpojums) instrumenta izskrejai (86. zīm.).

Parasto pērkamo skrūvju gali (87. zīm.) visbiežāk ir sferoidali vai koniski. Tad vieglāk uzliekams uzgrieznis, un, ja vajadzības gadijumā pa skrūves galu iesit ar veseri, atskabarga tik viegli nebojā vītnes. Speciali grieztām mašinskrūvēm gali bieži ir plakani un nedaudz tievāki par vītņu daļu; gali var būt īsi, vai garāki šķeltas tapas eventualai ievietošanai (88. zīm.).



87. zīm.



88. zīm.

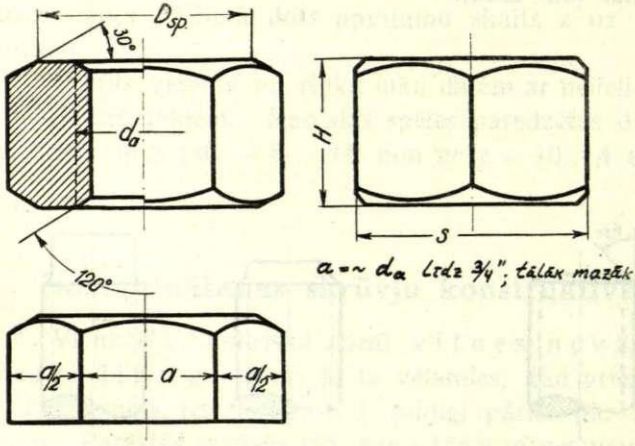
Uzgriežņi.

Kā jau agrāk teikts, skrūve vienmēr strādā kopā ar uzgriezni; tas dažreiz var būt izveidots kā caurums ar vītnēm kādā lielākā mašindaļā, bet biežāk būs atsevišķs ķermenis.

Nostiprināšanas skrūvēm visbiežāk lieto sešstūruzgriežņus, kas visvieglāk pievelkami ar atslēgām pat diezgan grūti pieejamās vietās. Sešstūruzgriežņi tāpat kā skrūves jau sen bija praktiski normēti; tagad normās jau pilnīgi izdarīta uzgriežņu standartizacija.

Sešstūruzgriežņiem ir vairākas formas; visparastākā un visvairāk lietotā attēlota 89. zīmējumā augšā: abas — augšējā un apakšējā skaldne apstrādātos (spožos) uzgriežņos koniski noapaļotas (slīpuma leņķi pie pamata = 30°), tādā veidā radot apaļas pieguļvirsmas (uzgriežņa spoguļus). Tagad bieži (neapstrādātos uzgriežņos) tikai viena pieguļvirsma noapaļota, bet otra atstāta sešstūra veidā (89. zīm.); šī pēdējā vieglāk bojā priekšmetu, kuram uzgrieznis piegulstas. Maziem misiņa uzgriežņiem dažreiz pat neviena spoguļa nav. Vītnes abos galos koniski iegremdētas ar slīpuma leņķi pie pamata 30°.

Normās doti uzgriežņu izmēri atkarībā no skrūves caurmēra d_a; visvairāk mūs interesē uzgriežņa augstums H. Šis augstums bieži arī tagad vēl mazākiem uzgriežņiem apmēram līdzinas d_a un tikai lielākiem ir mazāks; bet visbiežāk, piem., jaunākās DIN normās, augstums viscaur samazināts, un tagad $H \cong 0{,}8\,d$ vai vēl mazāks (lieliem caurmēriem).

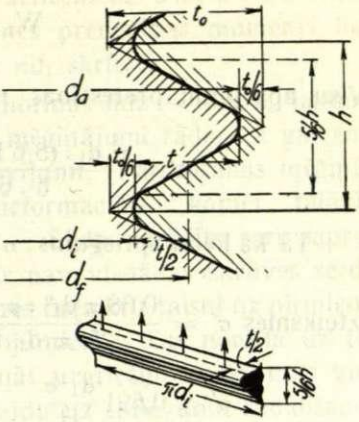


$a \sim d_a$ līdz 3/4"; tālāk mazāk.

89. zīm.

Mēģināsim kaut apmēram noskaidrot, vai tāds augstums pietiek, lai lieces spriegumi vītnēs un virsmas spiede starp skrūves un uzgriežņa vītnēm nepārsniegtu pielaižamās robežas. Aplūkosim Whitworth'a vītni kā visvairāk lietoto.

Apzīmēsim ar: Q — aksialo spēku skrūvē; u — apvijumu skaitu uzgriezni: $u = \frac{H}{h}$.



90. zīm.

Mēs dabūjam stiprības nolīdzinājumu virsmas spiedei (90. zīm.):

$$Q \cong p \cdot \pi d_f \cdot t \cdot u$$

(uz laukuma projekciju perpendikulari Q, sk. 110 lpp.).

Stiprības nolīdzinājums stiepei serdē ir:

$$Q = \sigma \cdot \frac{\pi d_1^2}{4};$$

ievietojot to un $u = \frac{H}{h}$ virsmas spiedes nolīdzinājumā, atrodam:

$$\frac{\sigma \pi d_1^2}{4} = p \cdot \pi d_f \cdot t \cdot \frac{H}{h}, \quad \text{vai} \quad p = \frac{\sigma \cdot h \cdot d_1^2}{4 d_f \cdot t \cdot H}.$$

Ar: $t \cong 0{,}64\,h$ un $d_f = d_1 + t = d_1 + 0{,}64\,h$, atrodam beidzot formulu virsmas spiedes noteikšanai:

$$p = \frac{\sigma \cdot d_1^2}{2{,}56\,(d_1 + 0{,}64\,h) \cdot H}.$$

Lieces spriegumi. Lieces plecs vītnē (pieņemot, ka slodze darbojas pa aploci ar caurmēru d_f) būs: $\frac{t}{2} \cong 0{,}32\,h$, un lieces moments: $M = Q \cdot 0{,}32\,h$.

Ar: $Q = \sigma \frac{\pi d_1^2}{4}$ dabūjam:

$$M = \frac{0{,}32\,\pi d_1^2\,\sigma \cdot h}{4} = 0{,}08\,\pi d_1^2\,\sigma\,h.$$

Pieņemot, ka vītne kādā vietā pārgriezta un iztaisnota (90. zīm.), atrodam viena apvijuma pretestības momentu W_1 tuvīni kā četrstūra pretestības momentu, kura augstums $\cong 5/6\,h$ (no trijstūru līdzības, neievērojot noapaļojumus) un platums $= \pi\,d_1$, t. i.:

$$W_1 = \frac{\pi\, d_1 \cdot (5/6\, h)^2}{6}.$$

Visu apvijumu pretestības moments ir $u = \frac{H}{h}$ reiz lielāks:

$$W = \frac{\pi\, d_1 \cdot (5/6\, h)^2 \cdot H}{h \cdot 6} = \frac{25\, \pi\, d_1\, H\, h}{216}.$$

Tā kā lieces spriegums: $\sigma' = \frac{M}{W}$, mēs dabūjam, ievietojot M un W izteiksmes $\sigma' = \frac{0{,}08\, \pi\, d_1^2 \cdot \sigma \cdot h \cdot 216}{25\, \pi\, d_1\, H\, h}$, vai:

$$\sigma' \cong 0{,}691\, \frac{d_1\, \sigma}{H}.$$

Analoģiskā kārtā mēs atrastu metriskai vītnei:

$$p = \frac{\sigma\, h \cdot d_1^2}{4\, d_f \cdot t' \cdot H} \text{ un: } \sigma' \cong 0{,}632\, \frac{d_1\, \sigma}{H}.$$

Ar DIN dotiem uzgriežņu augstumiem ($H \cong 0{,}8\, d_a$) mēs dabūtu dažādiem caurmēriem d_a:

Whitworth'a vītnei:	Metriskai vītnei:
$d_a = 3/8''$; $p = 0{,}418\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}647\sigma$.	$d_a = 10$ mm; $p = 0{,}334\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}625\sigma$.
$d_a = 3/4''$; $p = 0{,}455\,\sigma$; σ' $0{,}682\sigma$.	$d_a = 20$ mm; $p = 0{,}357\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}652\sigma$.
$d_a = 1\,5/8''$; $p = 0{,}505\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}751\sigma$.	$d_a = 42$ mm; $p = 0{,}394\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}706\sigma$.
$d_a = 3''$; $p = 0{,}530\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}770\sigma$.	$d_a = 80$ mm; $p = 0{,}400\,\sigma$; $\sigma' = 0{,}697\sigma$.

Tabula rāda, ka abi spriegumi p un σ' lēni pieaug līdz ar d_a palielināšanu, bet vienmēr ir mazāki par σ, resp. ir pielaižami. Tā tad ar normētiem uzgriežņiem ($H \cong 0{,}8\, d_a$) katrā ziņā var iztikt.

No lieces spriegumu formulām vēl varētu atrast minimalo H, izejot no noteikuma, lai lieces spriegumi vītnēs līdzinātos stiepes spriegumiem serdē: $\sigma = \sigma'$. Tad dabūjam Whitworth'a vītnei:

$$H = 0{,}691\, d_1, \text{ vai ar vidējo } d_a/d_1 \cong 1{,}14:$$

$$H \cong 0{,}61\, d_a,$$

un metriskai vītnei:

$$H = 0{,}632\, d_1, \text{ vai ar vidējo } d_a/d_1 \cong 1{,}12:$$

$$H \cong 0{,}565\, d_a.$$

Metriskā vītne tā tad drusku izdevīgāka.

P i e z ī m e. Šeit lieces spriegumi σ' attiecas uz s k r ū v e s vītni; uzgrieznī apstākļi ir izdevīgāki; tur vītnes pretestības moments lielāks, jo pamats drusku garāks: πD_a pret πd_1 skrūvei.

Uzgriežņa augstuma samazināšanai normās līdz $\sim 0{,}8\ d_a$ laikam bija arī eksperimentals pamats. Stiepes mēģinājumi rāda, ka galveno slodzes daļu uzņem tikai pirmie 4... 5 apvijumi. Pārraušanas mēģinājumos tikai tie uzrāda paliekošas deformacijas, kamēr tālākie apvijumi tikai e l a s t ī g i deformējas. Šāda parādība arī saprotama, ievērojot deformaciju vērtības, kas nav vienādas skrūves serdē un uzgriežņa ķermenī. Tādēļ galvenā slodzes daļa krīt taisni uz pirmiem, spēka iedarbošanās vietai tuvākiem apvijumiem. Tas norāda uz to, ka normalos apstākļos nav vērts palielināt uzgriežņu augstumus virs zinama mēra; tas tik un tā nekādu iespaidu uz spriegumu sadalīšanos vītnēs neatstāj.

Ja s k r ū v e un u z g r i e z n i s i r n o v i e n ā d a m a t e r i a l a, tad augstumu $H \cong (0{,}8\ d_a \ldots 1)\ d_a$ var uzskatīt par normalu; lielāko izmēru $H \cong 1\ d_a$ izdevīgāk ņemt tur, kur uzgriežņi bieži jāpievelk, piem., blīvslēgos.

Ja u z g r i e z n i s v e i d o t s n o c i t ā d a m a t e r i a l a, tad prakse dod apm. šādas normas:

$H \cong (1 \ldots 1{,}2)\ d_a$ bronzai;

$H \cong (1{,}3 \ldots 2)\ d_a$ (visbiežāk $\sim 1{,}5\ d_a$) ķetam;

$H \cong (2 \ldots 2{,}5)\ d_a$ un vairāk mīkstam metallam (alvai, babitam, aluminijam u. t. t.).

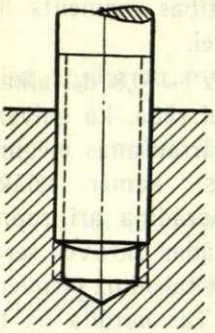
Vispārīgi jāpiezīmē, ka ķeta un mīksta metalla uzgriežņi nav izdevīgi tur, kur skrūves bieži jāpievelk, jo vītnes ātri bojājas. To gan diezgan plaši lieto mašinbūvniecībā kā pamatcaurumus t. s. t a p u s k r ū v ē m; bet tur skrūves parasti vienreiz ieskrūvē, un tad atstāj nekustinātas (91. zīm.).

D a ž i c i t i p r a k t i s k i d a t i. Cauruļu uzgriežņa (vītņu) garumu H varētu ņemt atkarībā no caurules sienas biezuma δ apmēram: $H \cong 3\,\delta$ (92. zīm.).

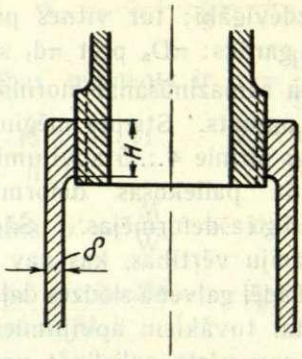
Ja uzgrieznis izveidots bukses (apaļa tukša cilindra) veidā, tad tās caurmēru D_b (93. zīm.) varētu ņemt: $D_b \cong (1{,}4 \ldots 1{,}5)\ d_a$ tēraudam (dzelzij); $D_b \cong 1{,}8\ d_a$ ķetam; $D_b \cong (2 \ldots 3\ d_a)$ mīkstam metallam.

Buksas sienas biezumu var kontrolēt stiepei; stiprības nolīdzinājums ir:

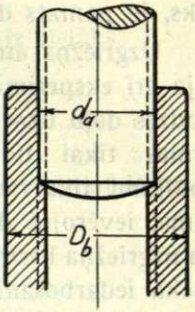
$$Q = \sigma_{skr} \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \cong \sigma_{buks} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_b^2 - d_a^2).$$



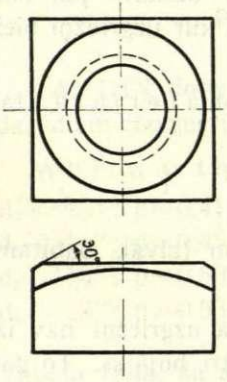
91. zīm.



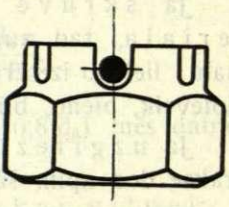
92. zīm.



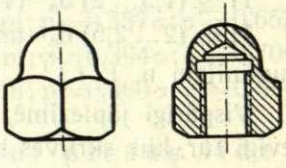
93. zīm.



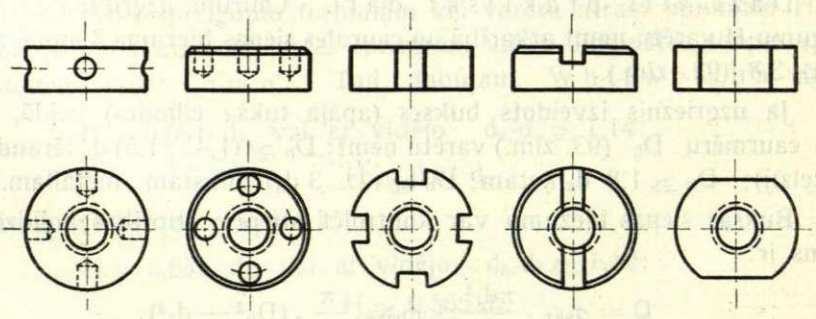
94. zīm.



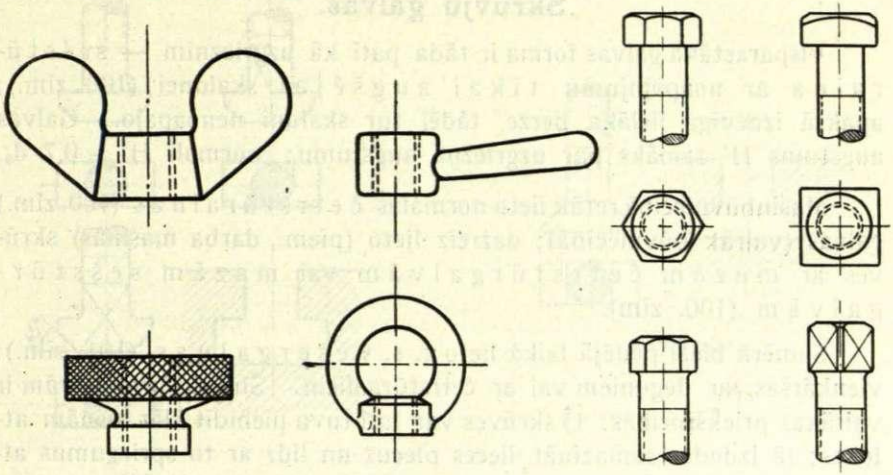
96. zīm.



97. zīm.



95. zīm.



98. zīm. *99. zīm.* *100. zīm.*

Bez agrāk aplūkotiem normala augstuma sešstūruzgriežņiem lieto vēl tādus nenormala, mazāka augstuma. DIN normās arī tādi uzgriežņi paredzēti, piem., cauruļu vītnei un automobiļu būvei; šeit augstums ir 0,5 d_a un mazāk (cauruļu vītnei lielāku caurmēru gadijumā pat ievērojami mazāk; piem. 6″ vītnei ar $d_a = 163{,}84$ mm uzgriežņa augstums ir tikai: $H = 25$ mm). Bez tam DIN normās paredzēta vesela rinda citādu uzgriežņu formu, ko lieto specialām vajadzībām. Tāds ir, piem., četrstūruzgrieznis (94. zīm.); mašinbūvniecībā to retāk lieto (piem., mašinu fundamentskrūvēm), vairāk ēku būvē.

Apaļus uzgriežņus diezgan bieži lieto tur, kur jātaupa telpas ziņā; tajos izveido caurumus, rievas, plakanas virsmas u. t. t., lai uzgriežņus varētu pievilkt ar specialatslēgām (95. zīm.).

Vaiņaguzgriežņi ļoti ērti uzgriežņu fiksēšanai ar šķeltām tapiņām; tajos izveidotas 6... 10 rievas tapiņu ievietošanai. Vienmēr iespējams atrast piemērotu rievu tapiņas ievadīšanai katram uzgriežņa pievilkšanas stāvoklim (96. zīm.).

Slēgtus uzgriežņus lieto tur, kur vēlas pasargāt skrūves galu no nevēlama šķidruma, gāzes vai netīrumu iespaida (97. zīm.). Kur spēki nav lieli, un kur uzgriežņi bieži jāatskrūvē, lieto arī šādas formas: rievotus, spārnu, kloķu uzgriežņus (98. un 99. zīm.); mašindaļu pacelšanai arī gredzenu uzgriežņus (99. zīm.).

Skrūvju galvas.

Visparastākā galvas forma ir tāda pati kā uzgrieznim — sešstūraina ar noapaļojumu tikai augšējai skaldnei (100. zīm.); apakšā izdevīga lielāka berze, tādēļ tur skaldni nenoapaļo. Galvas augstums H′ zemāks par uzgriežņa augstumu; normali $H' \cong 0{,}7\ d_a$.

Mašinbūvniecībā retāk lieto normalas četrstūrainas (100. zīm.) galvas (vairāk būvniecībā); dažreiz lieto (piem., darba mašinās) skrūves ar mazām četrstūrgalvām vai mazām sešstūrgalvām (100. zīm).

Samērā bieži pēdējā laikā lieto t. s. vesergalvas (101. zīm.): vienkāršas, ar deguniem vai ar četrstūrgaliem. Šīm skrūvju galvām ir vairākas priekšrocības: 1) skrūves var ļoti tuvu piebīdīt klāt sienām atlokos; tā izdodas samazināt lieces plecus un līdz ar to spriegumus atlokos (114. zīm.); 2) tās var viegli ievadīt no augšas iegarenos caurumos vai rievās un, pagriežot pa 90°, atturēt no izvilkšanas (šeit izdevīga konstrukcija ar deguniem).

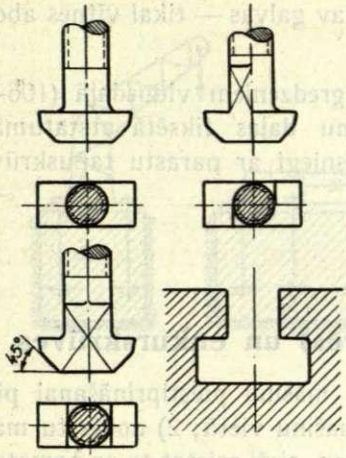
Agrāk ievadīšanai rievās bieži lietoja trapezveida galvas ar attiecīgas formas rievām (102. zīm.), bet tās nav tik ērtas, jo strādā kā ķīlis un izpleš rievas sienas uz abām pusēm.

Vesergalvas ar četrstūrainiem galiem ērtas tad, ja skrūves apakšējo galu var ievietot kvadratiskā caurumā, vai arī, ja, montējot skrūvi iegarenā caurumā, to var pietiekoši dziļi nolaist uz leju; četrstūrainie piedēkļi (kā agrāk deguni) attur skrūvi no griešanās uzgriežņu pievilkšanas laikā.

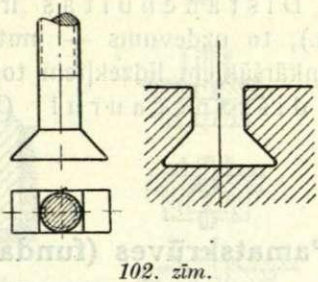
Dažādas citas galvu formas vairāk lieto mazākām skrūvēm, kas domātas specialām vajadzībām: ar sferoidalām vai koniskām galvām un četrstūrgaliem vai deguniem ielaišanai kokā vai mīkstā metallā, tāpat ar vienkāršām koniskām galvām (103. zīm.). Tālāk lieto skrūves ar riņķiem, spārniņiem un rievotu malu tām pašām vajadzībām un tāda paša izskata, kā agrāk aplūkotie līdzīgie uzgriežņi (sk. 98. un 99. zīm.).

Bez tam mazās skrūvēs lieto galviņas ar šķērsrievām skrūvju pievilkšanai ar skrūvju griežamo rīku, vai ar caurumiņiem pievilkšanai ar stienīti. Galviņas ir cilindriskas, sferoidalas, koniskas (iegremdējamas) vai arī šo figuru kombinacijas (104. zīm.).

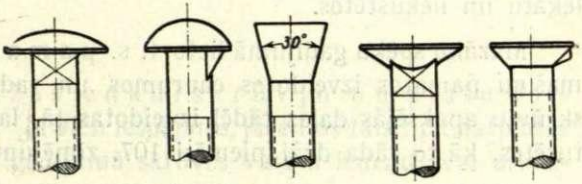
Īstas galvas pavisam nav t. s. skrūvtapām; to pievilkšanai vienā galā izveidota rieva, maza četrstūraina prizma, vai pat četrstūrains vai sešstūrains aksials caurums (105. zīm.)



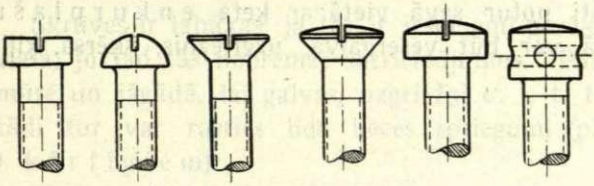
101. zīm.



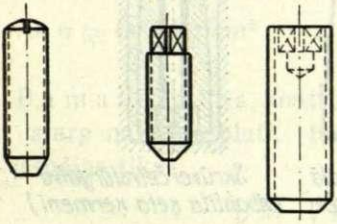
102. zīm.



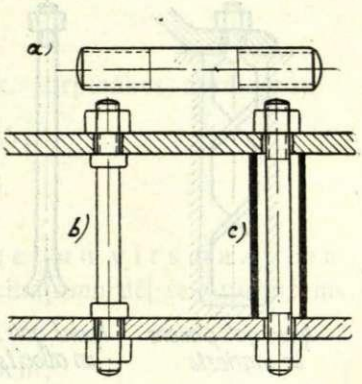
103. zīm.



104. zīm.



105. zīm.



106. zīm.

T. s. tapu skrūvei pavisam nav galvas — tikai vītnes abos galos (106-a zīm.).

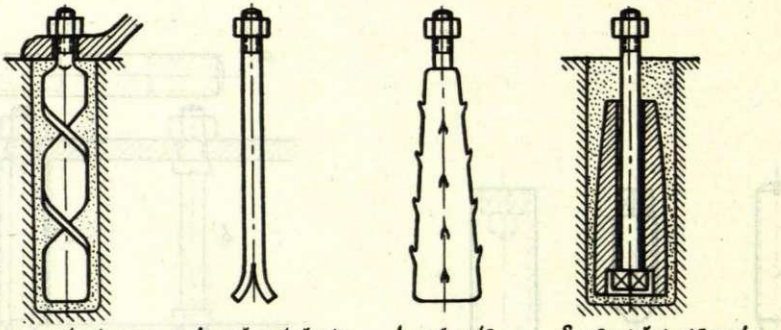
Distancbultas ir skrūves ar gredzeniem vidusdaļā (106-b zīm.); to uzdevums — noturēt 2 mašinu daļas fiksētā atstatumā. Vienkāršākiem līdzekļiem to bieži var sasniegt ar parastu tapuskrūvi un distanccauruli (106-c zīm.).

Pamatskrūves (fundamentskrūves) un enkurskrūves.

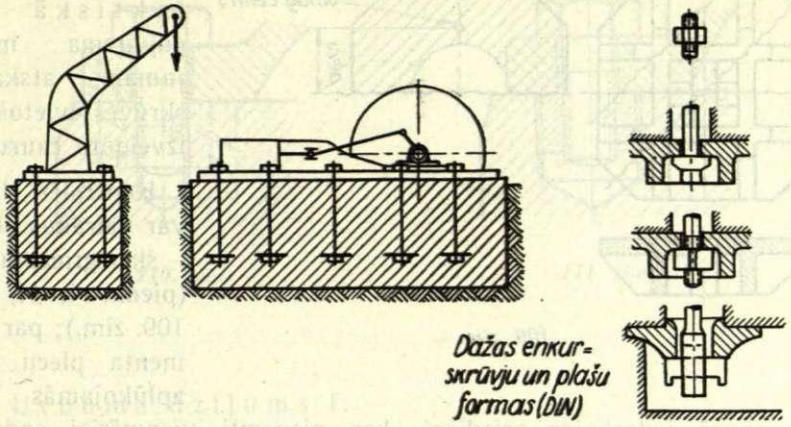
Pamatskrūves un enkurskrūves lieto mašinu piestiprināšanai pie pamatiem ar to nolūku, lai: 1) noturētu mašinu vietā; 2) novērstu mašinas apgāšanos; 3) palielinātu mašinas masu, cieši saistot to ar pamatu, kas svarīgi brīvu spēku vai brīvu momentu gadijumā, lai mašina nelēkātu un nekustētos.

Mazāku spēku gadijumā lieto t. s. pamatskrūves, ko ievieto mašinu pamatos izveidotos caurumos un tad aizlej ar cementu. Šo skrūvju apakšējās daļas tādēļ izveidotas tā, lai tās pēc iespējas ciešāk turētos, kā to rāda daži piemēri 107. zīmējumā.

Ļoti lielu spēku uzņemšanai mašina jāsaista ar fundamentu lielā dziļumā. Skrūves, ar kurām to izdara, sauc par enkurskrūvēm (108. zīm.); tās parasti notur savā vietā ar ķeta enkurplašu palīdzību; apakšā var būt vesergalva, uzgrieznis, šķērsa, ķīlis u. t. t.



107. zīm.



108. zīm.

DIN normās dažas enkurskrūvju un plašu formas standartizētas. Ja vien iespējams, jācenšas taisīt pamatplates pieejamas, lai vajadzības gadijumā skrūves varētu izņemt, vai arī izvēlēties tādas konstrukcijas, kas atļauj izņemt tās no augšas (piem. vesergalvas).

Skrūves ir labākas, ja tās ir iespējami garākas un no elastīga materiala, jo tad tās nobremzē satricinājumus. Pamatplates pareizi jāiemūrē un jāgādā, lai galvas, uzgriežņi u. t. t. tām pareizi piegultos; citādi tur var rasties lieli lieces spriegumi (piem., vesergalvās līdz 10 kārtīgiem).

Skrūvju caurmērus ņem pēc formulas:

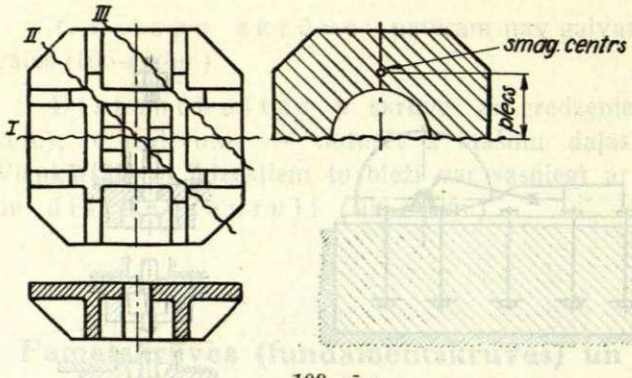
$d_1 = (0{,}046 \ldots 0{,}055)\sqrt{Q} + 0{,}5$ cm (sk. turpmākos aprēķinos).

Ar $\sigma \cong 480$ kg/cm² koeficients ir 0,0515;

Ar $\sigma \cong 600$ kg/cm² „ „ 0,046.

Pamatplates kontrolējamas liecei un virsmas spiedei starp mūri un plati. Iespējamo satricinājumu dēļ šeit pielaižams pēc iespējas tikai:

p = 7 kg/cm² ķieģeļiem;
p = 10 kg/cm² betonam.



109. zīm.

Aprēķinot p, jāņem faktiskā pieguļvirsma mūrējumam, atskaitot skrūves ievietošanai izveidoto caurumu.

Kontrolēt liecei var vairākus plates šķērsgriezumus (piem., I, II, III, 109. zīm.); par momenta plecu ņem aplūkojamās virsmas (kurā iedarbojas spiedieni, kas pieņemti vienmērīgi sadalīti) smaguma centra attālumu no kontrolējamā bīstamā šķērsgriezuma (109. zīm.).

Nostiprināšanas skrūvju galvenās konstruktivās formas.

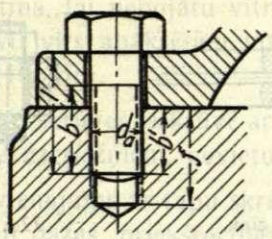
Nostiprināšanas skrūvju trīs galvenās konstruktivās formas ir 1) galvas skrūve; 2) bultskrūve (caurbāžamā skrūve) un 3) tapu skrūve.

Galvas skrūve.

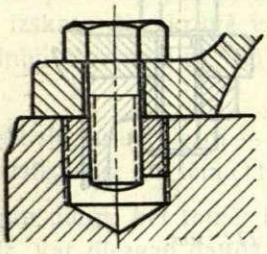
Šai skrūvei nav speciala uzgriežņa; vītnes iegrieztas caurumā, kas izveidots kādā mašinas daļā. Otrā, piestiprinamā mašinas daļā, izurbts gluds druskuli elāks caurums, pa kuru skrūvi var izbāzt cauri (110. zīm.). Skrūves garums *l* un vītņu garums uz tās b ir normēti, un tādā veidā skrūves pērkamas (katram caurmēram dabūjami vairāki garumi).

Caurumu vītņu iegriešanai vienmēr urbj dziļāk nekā tas būtu vajadzīgs skrūves ievietošanai, lai skrūvi droši varētu pievilkt. Urbuma dziļumu mazākām skrūvēm ņem, varbūt, par apm. 0,5 d_a lielāku, nekā vēlāk novietosies skrūves gals; lielākām skrūvēm pietiek ar kādiem 15...20 mm.

Varētu pieņemt apmēram šādus datus (sk. 110. zīm.).



110. zīm.



111. zīm.

Urbuma dziļums f:
tēraudā, dzelzī, bronzā:

$$f = \begin{cases} (1{,}5 \ldots 1{,}7)\, d_a \text{ mazākiem } \varnothing\varnothing; \\ (1{,}0 \ldots 1{,}2)\, d_a + 15 \text{ mm lielākiem } \varnothing\varnothing; \end{cases}$$

ķetā:

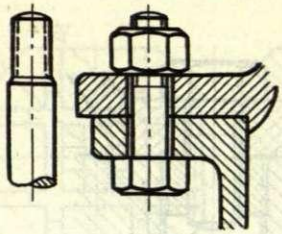
$$f = \begin{cases} (1{,}8 \ldots 2)\, d_a \text{ mazākiem } \varnothing\varnothing. \\ (1{,}3 \ldots 1{,}5)\, d_a + 15 \text{ mm lielākiem } \varnothing\varnothing. \end{cases}$$

Lietderīgi izmantoto vītņu dziļums b':
tēraudā, dzelzī, bronzā: $b' = (1 \ldots 1{,}2)\, d_a$;
ķetā: $b' = (1{,}3 \ldots 1{,}5)\, d_a$.

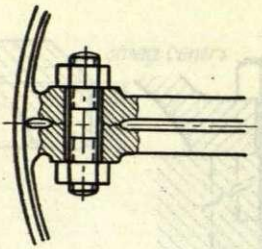
Galvas skrūves galvenie trūkumi. 1) Ja tā biežāk jāizskrūvē, trauslā materialā (ķetā) vītnes bojājas; šeit gan var izpalīdzēties, ieskrūvējot iepriekš izurbtā lielākā caurumā buksi ar vītnēm no izturīgāka materiala; bet tā ir dārga konstrukcija (111. zīm.). 2) Vajadzības gadijumā bultu nevar ielāgot augšējās daļas caurumā: vītnes nekad nav pietiekoši pareizi centriskas. 3) Ja vītnēm var piekļūt mitrums un tās ierūsē, skrūves bieži vairs nevar izskrūvēt, un tad jābojā apakšējā mašindaļa.

Bultskrūve (caurbāžamā skrūve).

Skrūves ķermenis ir tā pati galvas skrūve. Atšķirībā no agrākā gadijuma šeit skrūvi neieskrūvē kādā mašindaļā; to izbāž cauri pa gludiem caurumiem, kas izveidoti abās mašindaļās; beidzot uz vītnēm uzskrūvē uzgriezni, kas savelk daļas kopā (112. zīm.).



112. zīm.



113. zīm.

114. zīm.

Izurbtie caurumi ir parasti lielāki par skrūves gludās daļas ∅. Vajadzības gadijumā tie tomēr var būt tikpat lieli, un tad mēs varam cieši ielāgot skrūvi abu daļu urbumos; tad skrūve var uzņemt, acīmredzot, arī šķērsspēkus. Pati skrūve tad tikai drusku jāpārveido, ņemot gludo kāta daļu resnāku par vītņu d_a (112. zīm. pa kreisi).

Parastie, lielākie urbumu ∅∅ normēti.

Savienojums ar bultskrūvēm ir caurmērā lētākais un ērtākais un tādēļ arī visvairāk lietotais.

Dažreiz bultskrūvi nevar ērti ievadīt caurumos, piem., spridzinātu skriemeļu daļu savienošanas gadijumā. Tad lieto bultskrūves variaciju, t. s. dubultgriežņu skrūvi; skrūves ķermenis šeit ir tapuskrūve ar vītnēm abos galos, kurai uzskrūvēts pa uzgrieznim katrā galā (113. zīm.).

Bultskrūvju trūkums ir tas, ka bieži (piem., savienojumos ar atlokiem) dabūjam relativi lielus lieces spriegumus garo momentu plecu dēļ (112. zīm.). Šajā ziņā izdevīgāk ņemt vesergalvas normalo sešstūrgalvu vietā; tās var piebīdīt ļoti tuvu sienai (114. zīm.).

Tapu skrūve,

kā jau teikts, ir vienkāršs cilindrs ar vītnēm abos galos. Vienu galu ieskrūvē (kā galvas skrūvi) kādas mašindaļas urbumā ar vītnēm; uz otro galu uzmauc otro, savienojamo mašindaļu, kurā izveidots gluds lielāka ∅ caurums, un tad ar uzgriezni savelk abas daļas cieši kopā (115. zīm.).

Tāpat kā galvas skrūvei, gludo caurumu nevar pielāgot tapu skrūves gludās daļas ķermenim; tādēļ tapu skrūve nevar uzņemt lielākus šķērsspēkus.

Tapu skrūves ieskrūvēto apakšējo galu pēc iespējas nekad vairs neizkustina, lai nebojātu vītnes. Labāka izskata dēļ skrūvē var ievirpot rievu virs apakšējām vītnēm, tās pilnīgi iegremdējot, kā tas parādīts 115. zīm.

Tapu skrūves ieskrūvē ar specialu augšā slēgtu uzgriezni — atslēgu, vai ar 2 uzgriežņiem, novietojot parasto atslēgu uz augšējā (116. zīm.).

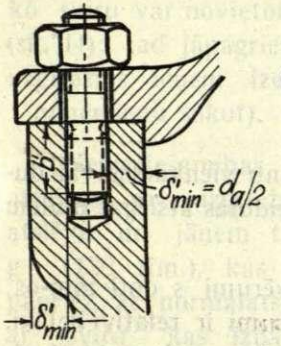
Savienojums ar tapu skrūvēm ir diezgan dārgs, bet tomēr izplatīts, jo tām ir dažas priekšrocības: 1) dažreiz var diezgan daudz ietaupīt konstrukcijas izmēros un 2) atloku savienojumos var ievērojami samazināt lieces spriegumus, jo momentu pleci ir mazi.

Minimalo sienu biezumu caurumu vietās atstāj praksē: δ' min $\cong d_a/2$ (sk. 115. zīm.).

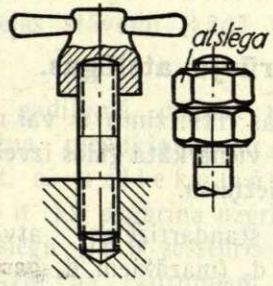
Caurumos lietderīgi izmantotās vītņu daļas garums b′ ņemams apmēram:

b′ $\cong$ 1 d_a bronzā, tēraudā, dzelzī;
b′ $\cong$ 1,3 d_a ķetā;
b′ $\cong$ 2,5 d_a mīkstā metallā.

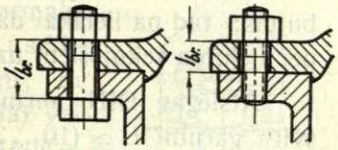
Izveidojot savienojumus, nav ieteicams lietot bez absolutas nepieciešamības dažādas skrūvju formas; piem., apaļā atloku savienojumā, kurā figurē galvenokārt bultskrūves, nevajag lietot dažas tapu skrūves, kaut arī to ⌀⌀ būtu vienādi. Brīvie stieptie garumi l_{br} abiem skrūvju veidiem nebūs vienādi, tapu skrūvēm gandrīz vienmēr noteikti īsāki (117. zīm.). Tā kā absoluto stiepes deformaciju Δl varam iedomāties visām skrūvēm apmēram vienādu (ja pieņemam, ka ar uzgriežņiem pievilktā aug-



115. zīm.



116. zīm.



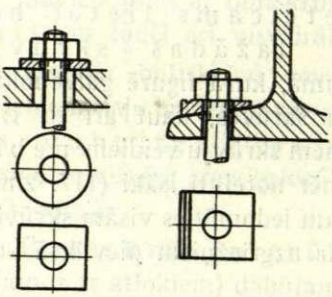
117. zīm.

šējā mašindaļa pati nedeformējas, resp. viscaur vienādi deformējas), tad no Hook'a likuma dabūjam: $\sigma = E \cdot \frac{\Delta l}{l_{br}}$; tādēļ tapu skrūves noteikti pārpūlēs, salīdzinot ar bultskrūvēm, kurām l_{br} ir garāks.

Tāpat jāievēro, ka neapaļo atloku savienojumos atloka daļu nevienādu deformaciju dēļ dažas skrūves vairāk, dažas turpretim mazāk noslogos, kaut arī tās visas būtu absoluti vienādas; šajā ziņā neapaļie atloki nav izdevīgi.

Paplaknes.

Paplaknes (paliktņus) lieto: 1) ja virsma, uz kuras atbalstas uzgrieznis, ir nelīdzena vai slīpa, lai novērstu galvas slīpā stāvokļa dēļ iespējamos lieces spriegumus skrūvē; 2) ja skrūvju caurumi ir lieli; 3) ja mašindaļas materials nepanes augstāku virsmas spiedi (piem., koks — tikai līdz 40 kg/cm²). Paplaknes ir: 1) apaļas — visparastākās mašinbūvniecībā; 2) četrstūrainas, vienāda biezuma — kokam; 3) četrstūrainas, trapezveida šķērsgriezuma (slīpas) — profildzelžiem (118. zīm.).



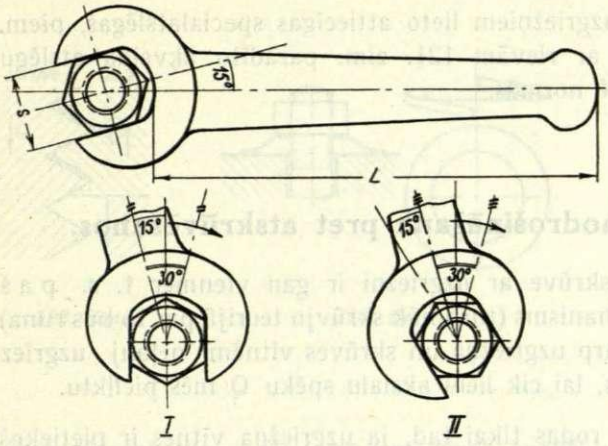
118. zīm.

DIN normās paplakņu izmēri standartizēti.

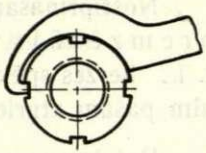
Skrūvju atslēgas.

Parastās skrūvju atslēgas (119. zīm.) ir vai nu vienkāršas vai dubultas; tad pa lielākai daļai viena kāta galos izveidotas atslēgas diviem pēc lieluma sekojošiem uzgriežņiem.

Atslēgas DIN normās standartizētas; atvērumi s doti mm-os; sviru garumi $L \cong (10 \ldots 21)\, d_a$ (mazākiem d_a garumi ir relativi lielāki, lieliem d_a — mazāki; tādēļ lielo uzgriežņu atslēgu sviras bieži jāpagarina, uzmaucot galā gāzes caurules).

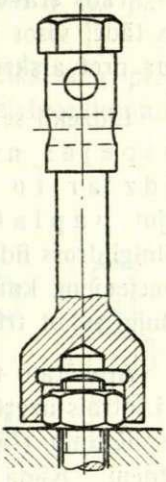


119. zīm.



121. zīm.

Uzgriežņus var tikai tad pietiekoši stipri pieskrūvēt, ja atslēgas svirai ir telpa, kur tā var kustēties. Šajā ziņā konstrukcijās bieži bez sevišķas vajadzības grēko, kaut gan tam jāpiegriež nopietna vērība. Lai ietaupītu telpu, kas nepieciešama atslēgas sviras kustībām, atvēruma centralo liniju parasti nostāda ne taisni, bet 15° leņķī pret sviras asi (var arī ņemt 45°); tad nepieciešamības gadijumā pietiek, ja svira var pagriezties kaut t i k a i p a 30° (citādi konstruējot atslēgu, vajag 60°). Tas viegli saprotams no 119. zīm.: uzliekot I paņēmienā atslēgu, pagriež uzgriezni par 30°; tad apgriež atslēgu otrādi, ar ko sviru var novietot I paņēmiena sākuma stāvoklī (sk. II); tad jāpagriež atkal par 30°, ar ko sešstūruzgrieznis ieņem izejas stāvokli (kādā tas bija, I paņēmienu sākot).



120. zīm.

Nepieciešamības gadijumā dažreiz tomēr jāatteicas no uzgriežņa pievilkšanas ar normalu atslēgu un jāņem t. s. u z l i e k a m ā a t s l ē g a (120. zīm.), kas it kā pagarina uzgriezni; to pagriež ar normalatslēgu (ja ir sešstūris galā) vai ar sviru, kas izbāzta pa caurumiem. Atslēgu bieži izveido arī no caurules, deformējot to sešstūrainā formā.

Arī šīs atslēgas atrodamas DIN normās.

Citādas formas uzgriežņiem lieto attiecīgas specialatslēgas, piem., apaļiem uzgriežņiem ar rievām 121. zīm. parādīto āķveida atslēgu; tā arī paredzēta DIN normās.

Uzgriežņu nodrošināšana pret atskrūvēšanos.

Nostiprināšanas skrūve ar uzgriezni ir gan vienmēr t. s. pašbremzētājs mechanisms (turpmāk skrūvju teorijā par to būs runa), t. i.: berzes spēki starp uzgriežņa un skrūves vītnēm neļauj uzgrieznim pašam atgriezties, lai cik lielu aksialu spēku Q mēs pieliktu.

Bet berzes spēki rodas tikai tad, ja uzgriežņa vītnes ir pietiekoši stipri piespiestas skrūves vītnēm; piem., 122. zīm. parādītā schemā skrūves vītņu apakšējās flankas būs cieši piespiestas uzgriežņa augšējām flankām; starp pārējām divām flankām būs kaut neliela spēle.

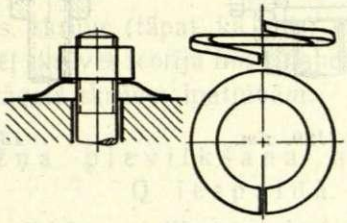
Ja spēki maina savu virzienu, vai iedarbojas ar satricinājumiem (tas kaut nelielā mērā iespējams gandrīz ikkatrā kustīgā mechanismā), vai arī, ja uzgriezni nevar un nedrīkst sevišķi cieši pievilkt, tad var būt īsi vai pat ilgāki laika sprīži, kuros spiediens starp flankām un tā tad arī berzes spēki zūd. Līdz ar to teorētiski pašbremzētājs mechanisms šajos momentos vairs nav tāds, un tādēļ uzgrieznis sāks, kaut arī ļoti lēni, atskrūvēties.

Tāds stāvoklis nav pielaižams, pa lielākai daļai tas pat bīstams, un tādēļ visos tādos gadijumos, kur tas sagaidams, uzgriežņi jānodrošina pret atskrūvēšanos.

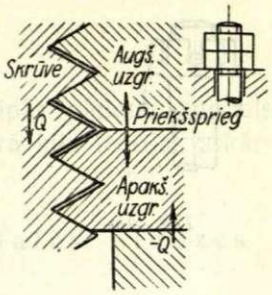
Līdzekļi šeit ir dažādi. Viens paņēmiens ir: uzturēt pēc iespējas nepārtrauktu pietiekošu spiedienu un līdz ar to berzes pretestību starp vītņu flankām lietojot paplaknes, kas strādā kā atsperes (123. zīm.). Pilnīgi drošs līdzeklis tas gan nav, — it sevišķi, ja mums ir darīšana ar triecieniem, kuru periods ir īss. Atspere savas kūtrības dēļ tad nespēj pilnīgi sekot triecieniem un uzturēt pastāvīgu un pietiekošu spiedienu.

Apmēram tādā pašā veidā darbojas t. s. kontruzgrieznis, t. i. otrais uzgrieznis virs pirmā, ar kura palīdzību sasniedz savstarpēju saspīlējumu (tā tad priekšspriegumu) starp abu uzgriežņu un skrūves vītnēm. Kādā veidā uzgriežņu flankas piespiestas skrūves flankām, rāda 124. zīm. Turpat redzams, ka aksialo skrūves spēku

122. zīm.



123. zīm.



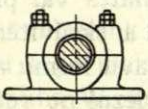
124. zīm.

(resp. tā reakciju — Q) uzņem nevis apakšējais, bet gan augšējais uzgrieznis; to tādēļ nav ieteicams ņemt zemāku, kā to bieži redz vecākās konstrukcijās, — drīzāk otrādi. Sevišķi izplatīti kontruzgriežņi mechanismos, kur uzgriežņus nedrīkst pārāk cieši pievilkt, piem., skrūvēs gultņu vāku piestiprināšanai; tur tie ir ļoti ērti (125. zīm.).

Kontruzgriežņi sastopami arī tur, kur galvas skrūves izlieto par atbalsta, ieregulēšanas u. t. t. skrūvēm (126. zīm.). Šeit uzgrieznim nav jāuzņem aksialspēks Q, tādēļ tas var būt zemāks (tas fiksē tikai skrūves stāvokli).

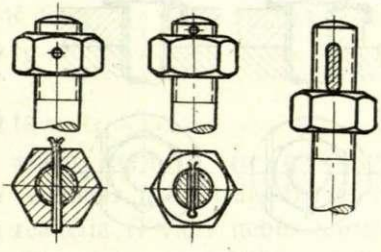
Skaidrs, ka satricinājumu gadijumā kontruzgrieznis nav pilnīgi drošs līdzeklis pret uzgriežņa atskrūvēšanos; iemesls tam ir tas pats kā paplaknēm — atsperēm.

Visdrošākais līdzeklis nodrošināt uzgriezni ir tā fiksēšana pret skrūvi ar kādu starpelementu. Praksē sastopami daudzi izveidojumi, piem.:

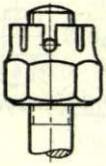


125. zīm.

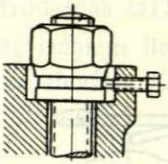
126. zīm.



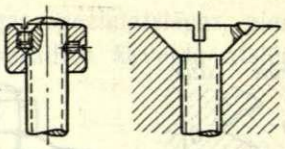
127. zīm.



128. zīm.



129. zīm.



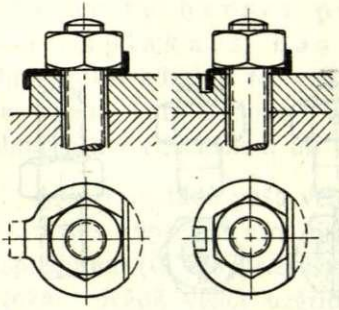
130. zīm.

1) ar šķeltu tapu vai šplinti uzgrieznī un skrūvē reizē, vai skrūvē virs uzgriežņa izurbtā caurumā. Neērtība šeit ir tā, ka vajadzības gadijumā uzgriezni nevar pievilkt, neurbjot jaunu caurumu; var gan lietot dažāda biezuma paplaknes, kas tomēr ir visai neērti. Ļoti lieliem uzgriežņiem (enkuriem) dažreiz ņem arī ķīli virs uzgriežņa (127. zīm.).

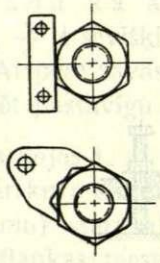
2) Augstāk aprādītā neērtība atkrīt, ja vienkāršā uzgriežņa vietā lieto vaiņaguzgrieznī. Šeit mums ir pavisam 6 vai 10 šķērsrievas (128. zīm.); tādēļ tās pašas tapas ievietošanai uzgrieznis jāpagriež tikai pa nelielu riņķa daļu, kas praktiski ir vienmēr iespējams.

3) Tālāk var nodrošināt uzgriezni ar specialām skrūvītēm, lietojot, piem., specialas formas uzgriežņus ar rievām (129. zīm.) un ieskrūvējot skrūvīti mašinu daļā (Penn'a nodrošinājums, ko plaši lieto kuģu būvniecībā). Var tālāk izurbt skrūvītes caurumu starp uzgriezni un skrūvi, vai arī šķērsām uzgrieznim. Tādi paņēmieni gan nav visai ērti: tie bojā vītnes un turpmāk slikti atļauj pievilkt uzgriežņus; mazām skrūvītēm pietiek arī ķernsitiens (130. zīm.).

4) Ļoti izplatītas (tagad pēc DIN padaļai arī normētas) ir skārda plates, ko no vienas puses pieloka uzgriežņa flankām, bet no otras puses atbalsta pret mašindaļu, proti — kādu malu, vai caurumu (131. zīm.). Dažas plates var piestiprināt ar skrūvītēm; tās ar savu formu attur uzgriezni no rotēšanas (132. zīm.).



131. zīm.



132. zīm.

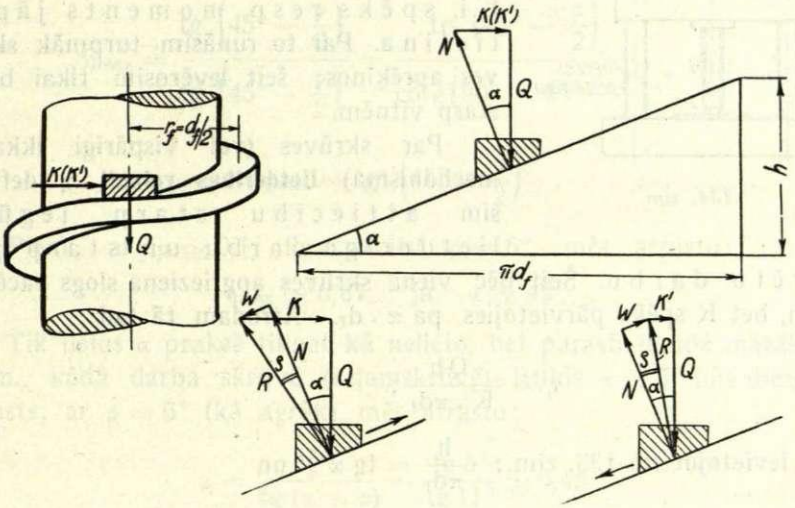
Skrūves teorija.

Spēki un lietderības reizuļi.

Kā jau teikts, skrūve (tāpat kā ķīlis) ir slīpās plaknes specials izveidojums; tādēļ skrūves teorija būs zinamā mērā ķīļa teorijas atkārtojums, tikai pielāgots skrūves īpatnībām.

A. Uzgriežņa pievilkšana aksialās slodzes Q iespaidā.

Teoretiski tas līdzinas gadijumam, kad mēs ar horizontalu spēku K ceļam ķermeni pa slīpo plakni uz augšu (133. zīm.).



133. zīm.

1) Idealā gadijumā (bez berzes) sakarība starp ķermeņa svaru Q un horizontalspēku K būs:

$$K_{id} = Q \operatorname{tg} \alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(Ia)}$$

un vērpes moments skrūvē:

$$M_{id} = Q \operatorname{tg} \alpha \cdot r_f \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(Ib)}$$

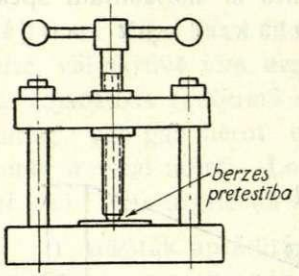
2) Faktiskā gadijumā starp ķermeni (uzgriezni) un slīpo plakni (skrūves vītni) vienmēr iedarbosies berzes pretestība W, kuras dēļ plaknes (vītnes) reakcija R vairs nebūs normala, bet novirzīta pa berzes leņķi ρ pret kustības virzienu. Citiem vārdiem:

slīpās plaknes leņķis it kā palielinājies par berzes leņķi ρ [kur $\operatorname{tg}\rho = \mu =$ berzes koeficients] un ir tagad $\alpha + \rho$ (sk. 133. zīm. apakšā pa kreisi). Tādēļ horizontalspēks un vērpes moments faktiski ir:

$$K = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad \ldots\ldots\ldots \text{(IIa)}$$

$$M = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cdot r_f \quad \ldots\ldots\ldots \text{(IIb)}$$

Piezīme: (IIa) un (IIb) formulas ievēro tikai berzes pretestību starp skrūves un uzgriežņa vītnēm, bet ne, piem., starp uzgriezni un paklāju, vai skrūvi un paklāju (134. zīm.) u. t. t. (vispārīgi citās vietās). Faktiski berze tādās vietās vienmēr būs sastopama, un tādēļ bieži vien arī ievērojama, t. i. spēks resp. moments jāpalielina. Par to runāsim turpmāk skrūves aprēķinos; šeit ievērosim tikai berzi starp vītnēm.



134. zīm.

Par skrūves (vai vispārīgi ikkatra mechanisma) **lietderības reizuli** η definēsim attiecību starp iegūto lietderīgo darbu un starp patērēto darbu. Šeit pēc viena skrūves apgrieziena slogs pacēlies pa h, bet K spēks pārvietojies pa $\pi \cdot d_f$. Atrodam tā tad:

$$\eta = \frac{Q\,h}{K \cdot \pi d_f};$$

ievietojot no 133. zīm.: $\frac{h}{\pi d_f} = \operatorname{tg}\alpha$ un

no (IIa) formulas: $\frac{Q}{K} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$, atrodam:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \quad \ldots\ldots\ldots \text{(III)}$$

Atradīsim tālāk, ar kādu α mēs sasniegsim η_{max}.

Diferencējot, atrodam:

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{1}{\cos^2\alpha} \cdot \operatorname{cotg}(\alpha + \rho) - \frac{1}{\sin^2(\alpha + \rho)} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 0$$

$$\frac{\cos(\alpha + \rho)}{\cos^2\alpha \cdot \sin(\alpha + \rho)} - \frac{1 \cdot \sin\alpha}{\sin^2(\alpha + \rho) \cdot \cos\alpha} = 0$$

$$\cos(\alpha+\rho)\sin(\alpha+\rho)-\sin\alpha\cos\alpha=0$$

$$\tfrac{1}{2}[\sin 2(\alpha+\rho)-\sin 2\alpha]=0$$

$$2\cos(2\alpha+\rho)\sin\rho=0; \qquad \cos(2\alpha+\rho)=0, \text{ resp.:}$$

$2\alpha+\rho=90°$ (lielākie leņķi, acīmredzot, neder, jo α un ρ ir mazi), vai:

$$\alpha=45°-\frac{\rho}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(IV)}$$

Šāds leņķis α dod η_{max}.

Ievietojot (IV) formulu (III) nolīdzinājumā, atrodam η_{max} vērtību:

$$\eta_{max}=\frac{\operatorname{tg}\left(45°-\frac{\rho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45°+\frac{\rho}{2}\right)}=\frac{\operatorname{tg}\left(45°-\frac{\rho}{2}\right)}{\operatorname{cotg}\left(90°-45°-\frac{\rho}{2}\right)}, \text{ vai:}$$

$$\eta_{max}=\operatorname{tg}^2\left(45°-\frac{\rho}{2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(V)}$$

Piem., ar $\mu\cong 0{,}1$, kas atbilst $\rho=6°$, mēs atrastu:

$$\eta_{max}\cong 0{,}81, \quad \text{ja} \quad \alpha\cong 42°$$

Tik lielus α praksē tikpat kā nelieto, bet parasti daudz mazākus. Piem., kādā darba skrūvē (ceļamskrūvē) leņķis $\alpha\cong 5°$ būs diezgan parasts; ar $\rho=6°$ (kā agrāk) mēs atrastu:

$$\eta=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)}=\frac{\operatorname{tg}5°}{\operatorname{tg}11°}\cong 0{,}45;$$

tā tad apmēram 55% darba iet zudumā.

Vispārīgi: jo lielāks ir leņķis (līdz robežai, kas noteikta ar (IV) form.), jo labāks ir η un otrādi.

B. Uzgrieznis atskrūvējas aksialā sloga Q iespaidā.

Teoretiski tas līdzinas gadijumam, kad ķermenis sava svara Q dēļ sāk slīdēt uz leju pa slīpo plakni un tas jāattur ar horizontalspēku K'. Berzes pretestība W šeit iet pretēji kustības virzienam uz augšu (sk. 133. zīm. apakšā pa labi). Reakcija R tādēļ arī iet pa labi no normalspēka N, un slīpās plaknes leņķis tagad itin kā samazinas līdz $(\alpha-\rho)$. Tādēļ dabūjam horizontalspēku K' un momentu M':

$$K' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (VIa)$$

$$M' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \cdot r_f \quad \ldots\ldots\ldots \quad (VIb)$$

Iespējamie gadījumi: 1) $\alpha > \rho$; tad K' ir pozitivs, t. i. ķermenis jānotur slīpā plaknē ar horizontalspēku; citādi tas noslīdēs uz leju. Skrūves gadijumā tas nozīmētu, ka uzgrieznis, aksialā spēka Q iespaidots, sāktu skrūvēties vaļā.

2) $\alpha = \rho$; tad $K' = 0$, t. i. teoretiski ķermeņa noturēšanai nekāds horizontalspēks vairs nav jāpieliek, resp. uzgriežņa noturēšanai nekāds moments nav jālieto. Tad iestātos t. s. pašbremzēšanās. Praksē šis gadijums tomēr pārāk nedrošs, jo noteiktu datu par ρ mums nav, un bez tam ρ ar laiku mainas atkarībā no flanku virsmu stāvokļa, eļļošanas, temperaturas u. t. t.

3) $\alpha < \rho$; tad $K' < O$, t. i. horizontalspēks ir negativs, resp. ķermenim jāpieliek pretējā virziena horizontalspēks (skicē pa kreisi), lai to novilktu uz leju; pats no sevis ķermenis nevar pakustēties. Skrūves gadijumā tas nozīmē, ka uzgrieznis nevar pats atgriezties, kaut slodze Q pieaugtu neaprobežota. Tādas skrūves sauksim par

pašbremzētājām.

Nostiprināšanas skrūvēm obligati jābūt pašbremzētājām; ļoti bieži šo prasību uzstāda arī darba skrūvēm, piem., ceļammechanismos, lai paceltais slogs pats nesāktu nolaisties.

Pašbremzētāju mechanismu trūkums ir to sliktais η; ievietojot (skrūves gadijumā) $\rho \geqslant \alpha$ lietderības reizuļa (III) formulā, mēs atrodam:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} \leqslant \frac{\operatorname{tg}\rho}{\operatorname{tg} 2\rho} = \frac{\operatorname{tg}\rho\,(1 - \operatorname{tg}^2\rho)}{2\operatorname{tg}\rho}, \text{ resp.:}$$

$$\eta \leqslant 0{,}5\,[1 - \operatorname{tg}^2\rho] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (VII)$$

(pašbremzētājai skrūvei).

Tā tad pašbremzētājai skrūvei η ir vienmēr mazāks par 0,5.

Piezīme: Ķermeņa nolaišanās gadijumā (resp. uzgriežņa atgriešanās gadijumā) Q iespaidā varētu definēt t. s. bremzēšanas jeb noturēšanas lietderības reizuli kā attiecību starp bremzēšanas (noturēšanas) darbu un nolaišanas darbu:

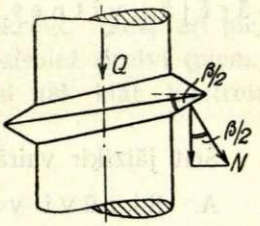
$$\eta_{br} = \frac{K' \cdot \pi\, d_f}{Q \cdot h};$$

ievietojot: $\frac{\pi\, d_f}{h} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}$ (no 133. zīm.)

un: $\frac{K'}{Q} = \operatorname{tg}(\alpha - \rho)$ no (VIa) form., atrodam:

$$\eta_{br} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}{\operatorname{tg}\alpha}.$$

Visās līdz šim atrastās skrūves teorijas formulās, kurās ietilpst berze, t. i. (II) ... (VII) formulās, par darbīgo vītnes flanku pieņemta teoretiskā skrūves virsma; no faktiskām skrūvju vītnēm tikai četrstūrainā vītne atbilst šim pieņēmumam, jo šeit (tāpat kā teoretiskā skrūves virsmā) profila darbīgā flanka ir perpendikulara skrūves asij. Ja profila darbīgā flanka nav perpendikulara skrūves asij — kā tas ir visās trijstūrainās vītnēs, trapezvītnē un (gan ļoti nelielos apmēros) arī zāģvītnē —, tad berzes pretestība būs citāda, par ko viegli pārliecināties.



135. zīm.

Ņemsim kaut trijstūrainu profilu ar virsotnes leņķi β (135. zīm.); apakšējās darbīgās flankas slīpums ir apmēram $\beta/_2$ (uzdevumu vienkāršojam: uzskatam vītni par g r e d z e n u, kas aptver skrūves serdi; maza kāpes leņķa α gadijumā kļūda ir neievērojama). Aksialspēks Q ir visu normalspiedienu N vertikalo projekciju $N \cos \beta/_2$ suma: $Q = \Sigma N \cos \beta/_2$. Bet berzes pretestība W ir proporcionala n o r m a l s p ē k a m un berzes koeficientam μ:

$$W = \Sigma N \cdot \mu;$$

ievietojot: $\Sigma N = \frac{Q}{\cos \beta/_2}$, dabūjam:

$$W = Q \cdot \frac{\mu}{\cos \beta/_2} = Q \cdot \mu_{fikt.}, \quad \ldots\ldots\ldots \text{(VIII)}$$

kur: $\mu_{fikt.} = \frac{\mu}{\cos \beta/_2}$. $\ldots\ldots\ldots$ (IX)

Formula berzes pretestībai iznāk tāda pati kā teoretiskai skrūves virsmai ($\beta/_2 = 0$), ja μ vietā ievietojam lielāku fiktivu vērtību μ_{fikt}, resp.: berzes koeficients vītņu flanku slīpuma dēļ itin kā palielinājies. Formulas (II)... (VII) tādēļ var lietot arī slīpām flankām, ievietojot μ vietā μ_{fikt}, resp. ρ vietā ρ_{fikt} (kur $\operatorname{tg} \rho_{fikt} = \mu_{fikt}$).

Parastajām vītņu sistemām mēs atrodam:

Whitworth'a vītnei	($\beta/_2 = 27{,}5°$)	$\mu_{fikt} \cong 1{,}127\,\mu$;
Metriskai un U.S.St. vītnei	($\beta/_2 = 30°$)	$\mu_{fikt} \cong 1{,}155\,\mu$;
Trapez- un apaļvītnei . .	($\beta/_2 = 15°$)	$\mu_{fikt} \cong 1{,}035\,\mu$;
Zāģvītnei	($\beta/_2 = 3°$)	$\mu_{fikt} \cong 1{,}0014\,\mu$.

Tādēļ nostiprināšanas skrūvju vajadzībām visvairāk piemērotas un arī lietotas ir trijstūrainas vītnes ar lielu $\beta/_2$, darba skrūvēm turpretim pārējās vītnes ar mazu $\beta/_2$.

Skrūvju aprēķins.

Šeit jāizšķir vairāki iespējami gadijumi:

A. Skrūvi vai uzgriezni pievelk bez slodzes. Ar tādu gadijumu, piem., varam rēķināties ceļammechanismos, pievelkot kāša skrūvi (136. zīm.); šeit slodze iedarbojas tikai vēlāk, pēc sloga piekāršanas.

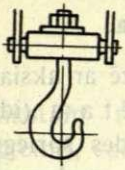
Kaut gan, uzgriezni pievelkot, šeit skrūvē neapšaubami radīsies vērpes momenti, tie ir relativi tik niecīgi, ka tos var neievērot.

B. Skrūves pievilkšanas laikā tajā jau iedarbojas aksiala slodze; šeit vērpes momenti var būt ievērojami, un tie tādēļ jāievēro, pie kam varam izšķirt 2 iespējas:

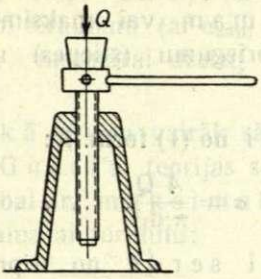
1) Aksialās slodzes vērtība aprobežota; piem., ceļamskrūvē vislielākā pielaižamā aksialā slodze ir dota vērtība (137. zīm.).

2) Aksialās slodzes vērtība teoretiski neaprobežota; piem., nostiprināšanas skrūvēs mums ir darīšana ar šo gadijumu: pievelkot uzgriezni, paklāja reakcija uz uzgriezni un līdz ar to stiepes spēks skrūvē visu laiku pieaug un var palikt tik liels, ka skrūve pārtrūkst (138. zīm.).

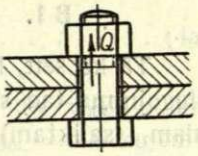
C. Skrūvē bez aksialspēka iedarbojas arī šķērsspēks perpendikulari skrūves asij, kas to tiecas nocirpt vai locīt (139. zīm.).



136. zīm.

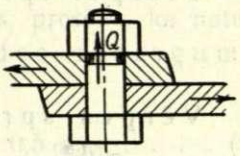


137. zīm.



138. zīm.

140. zīm.



139. zīm.

Aksialslodze Q pa lielākai daļai izstieps skrūvi, tādēļ arī pieņemsim aprēķinos šo gadijumu. Ja aksialspēki saspiež skrūvi (piem., ceļamskrūvi) un skrūve ir daudzmaz garāka, tad nāk klāt kontrole ļodzei; citādi aprēķins ir identisks.

A. Skrūvi pievelk bez slodzes; vēlākā slodze ir tīri aksiala.

Šeit skrūvi aprēķina vienkārši stiepei (140. zīm.).:

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Zinot d_1, atrod ārējo caurmēru d_a no skrūvju tabulām.

S p r i e g u m u s pielaiž (pa lielākai daļai skrūvēs būs apm. b) slodzes veids):

	Tr 38 (dzelzs)	Tr 50
rūpīgi ar virpu vai asu instrumentu griez-tām skrūvēm:	600 kg/cm²;	800 kg/cm²;
parastā izveidojuma skrūvēm	480 kg/cm²;	640 kg/cm².

M i e r ī g a i s l o d z e i (a) veidam), ar kādu mašinbūvniecībā var gan retāk rēķināties (vairāk būvniecībā), var ņemt apm. 1,5 reiz lielākus spriegumus (Tr 38 līdz 900, resp. 720 kg/cm²). Specialiem materialiem, saprotams, var pielaist arī daudz augstākus spriegumus.

B 1. Skrūvi pievelk ar slodzi; slodze aprobežota.

Tā kā šeit, kā jau teikts, vērpes moments jāievēro reizē ar aksialo slogojumu, tad skrūve katrā ziņā jākontrolē t. s. r e d u c ē t a m (idealam, saliktam) s p r i e g u m a m vai maksimalam bīdes spriegumam, lai ievērotu normalspriegumu (stiepes) un bīdes spriegumu (vērpes) iespaidus reizē.

S t i e p e s s p r i e g u m i no (1) form. ir:

$$\sigma = \frac{4\,Q}{\pi\,d_1^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1a)$$

V ē r p e s s p r i e g u m i s e r d ē no stiprības nolīdzinājuma: $\Sigma M_{verp} = \frac{\pi\,d_1^3}{16} \cdot \tau'$ ir:

$$\tau' = \frac{16 \cdot \Sigma M_{verp}}{\pi\,d_1^3} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Šeit ΣM_{verp}, vispārīgi runājot (kā jau 102. lpp. aizrādīts), sumēsies no:

1) momenta, kas atbilst aksialslodzes Q pārbīdei un berzes pretestībai vītnēs, un kas noteicams no (IIb) nolīdzinājuma:

$$M = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f.$$

[ρ vietā ņemta vispārīgākā izteiksme ρ_{flkt} no (IX) formulas];

2) papildu momenta, kas atbilst berzes pretestībai starp skrūvi (resp. uzgriezni) un paklāju vai vispārīgi kādu citu mašindaļu M_{pret}. Tā tad:

$$\Sigma M_{verp} = M + M_{pret} = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f + M_{pret} \quad . \quad (3)$$

Vai un cik liels M_{pret} jāievēro, var izšķirt tikai katrā atsevišķā gadijumā; darba skrūvēs, regulacijas skrūvēs u. t. t. M_{pret} samērā bieži jāievēro ; nostiprināšanas skrūvēs tas parasti nebūs vajadzīgs (ja, kā tas parasti notiek, pievelk u z g r i e z n i, tad M_{pret} rodas starp uzgriezni un paklāju un tādēļ s k r ū v i nemaz neiespaido).

K o n t r o l ē t s k r ū v e s r e d u c ē t a i (s a l i k t a i, i d e a l a i) p r e t e s t ī b a i var ar līdz šim mašinbūvniecībā visvairāk lietoto S a i n t - V e n a n t'a — B a c h'a f o r m u l u, kas iziet no maksimalām stiepes deformacijām un uzskata tās par visbīstamākām:

$$\sigma_{red} = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau')^2} \leqslant \sigma_{adm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Šeit α_0 ir Bach'a korrekturas faktors, kas atļauj ievērot to apstākli, ka normalie un bīdes spriegumi var būt d a ž ā d u slodzes veidu [a), b), c), sk. I nodaļā] radīti:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{adm}}{1{,}3\,\tau_{adm}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4a)$$

Mīkstam tēraudam, resp. dzelzij (ar $\sigma_{adm} = 600$ un $\tau'_{adm} = 400$ kg/cm²), vai cietākam tēraudam (ar $\sigma_{adm} = 900$ un $\tau'_{adm} = 600$ kg/cm²) atrodam $\alpha_0 \cong 1{,}15$; metinātai dzelzij (ar $\sigma_{adm} = 600$, $\tau'_{adm} = 230$ kg/cm²) — $\alpha_0 \cong 2$.

P ē d ē j ā l a i k ā arvien vairāk sāk pievienoties uzskatam, kas rodas kā M o h r'a-G u e s t'a teorijas secinājums, proti — ka noteicēji materiala drošībai ir m a k s i m a l i e b ī d e s s p r i e g u m i. Šāda kontrole izdarama ar formulu:

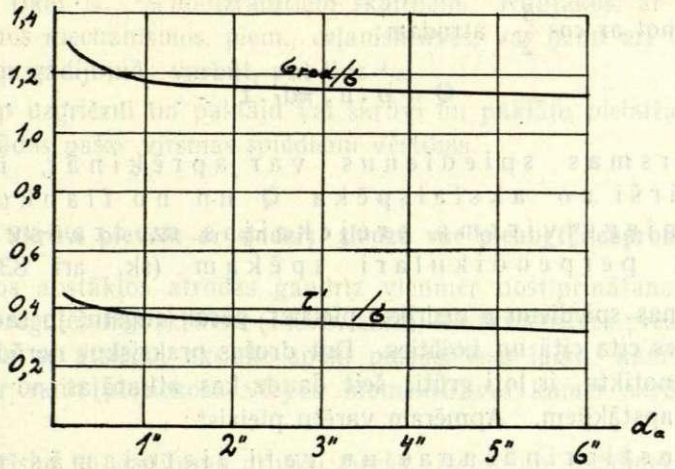
$$\tau'_{max} = \tfrac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4(\tau')^2} \quad \leqslant \tau'_{adm} = 0{,}5\,\sigma_{adm} \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

(5) formula ir, varbūt, drošāka un arī teoretiskā ziņā pareizāka; bet ja τ nav ļoti lieli, salīdzinot ar σ (kas ir parastākais gadījums mašīnbūvniecībā), tad atšķirība rezultatos nav sevišķi liela.

(1a), (4) un (2) formulas atļauj izrēķināt attiecības

$$\frac{\sigma_{red}}{\sigma} \quad \text{un} \quad \frac{\tau'}{\sigma}.$$

Piem., visvairāk lietotām Whitworth'a sistemas skrūvēm mēs dabūtu ar berzes koeficientu $\mu \cong 0{,}15$ (resp. $\mu_{fikt} \cong 0{,}17$) 141. zīmējumā attēloto diagrammu. Diagramma rāda, ka W h i t w o r t h'a s i s t e m a s



141. zīm.

skrūvēs (kas pievilktas, pastāvot konstantai, aprobežotai slodzei Q) reducētā pretestība nepārsniedz par 25% stiepes spriegumus σ, kas rodas no aksialās slodzes Q.

Tādēļ: ja mums vajadzētu aprēķināt nostiprināšanas skrūves, kas jāpievelk, pastāvot konstantai, aprobežotai slodzei Q (kas gan nostiprināšanas skrūvēs reti notiks), tad mēs varam aprobežoties ar vienkāršu aprēķinu stiepei. Mums tikai jāpielaiž mazāki σ_{adm}; pilnīgi droši ir ņemt 75% no vērtībām, kas uzrādītas gadijumam A (kad skrūves pievelk bez slodzes), proti:

	Tr 38	Tr 50
ar virpu vai asu instrumentu rūpīgi grieztām skrūvēm	450 kg/cm²;	600 kg/cm²;
parastā izveidojuma skrūvēm . . .	360 „	480 „ .

Kontrole virsmas spiedei. Līdzsvara nolīdzinājums starp normalspēku sumu $\Sigma N = Q/\cos \beta/_2$ un virsmas spiedieniem starp vītņu flankām ir (142. zīm.):

$$\Sigma N = \frac{Q}{\cos \frac{\beta}{2}} \cong p \cdot u \cdot \frac{\pi \cdot d_f \cdot t'}{\cos \frac{\beta}{2}},$$

kur u ir darbīgo apvijumu skaits.

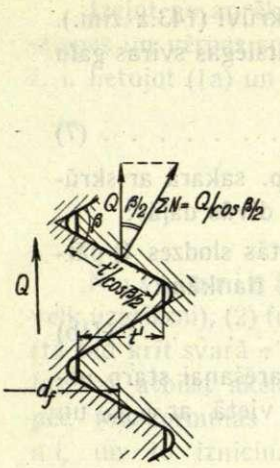
Saīsinot ar $\cos \frac{\beta}{2}$, atrodam:

$$Q = p \cdot u \cdot \pi d_f \cdot t' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

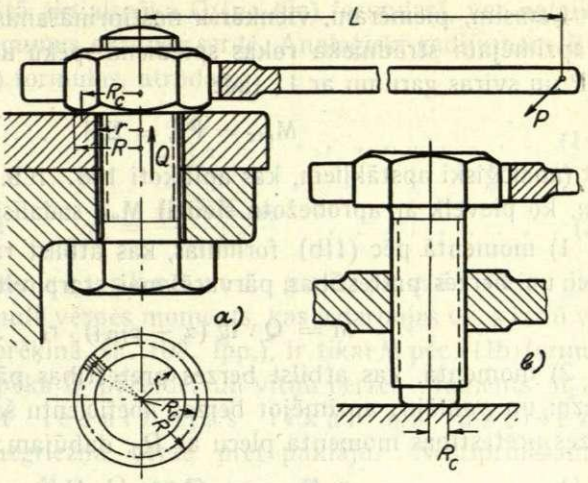
t. i. virsmas spiedienus var aprēķināt, izejot vienkārši no aksialspēka Q un no flanku faktisko pieguļvirsmu projekcijas uz transversālplakni perpendikulari spēkam (sk. arī 83. lpp.).

Virsmas spiedienu p nedrīkst pielaist pārāk augstu, jo tad vītnes var ieēsties cita citā un bojāties. Dot drošus praktiskus norādijumus, lai tas nenotiktu, ir ļoti grūti; šeit daudz kas atkarājas no skrūves darbības apstākļiem. Apmēram varētu pielaist:

a) nostiprināšanas un reti lietojamās darba skrūvēs:



142. zīm.



143. zīm.

$p \leqslant 400$ kg/cm² cietāka tērauda skrūvei ar tērauda vai bronzas uzgriezni;

$p \leqslant 300$ kg/cm² mīksta tērauda (dzelzs) skrūvei ar dzelzs vai bronzas uzgriezni;

$p \leqslant 150$ kg/cm² tērauda vai dzelzs skrūvei ar ķeta uzgriezni (darba skrūvēm nav visai ieteicams);

b) parastās darba skrūvēs ieteicams pielaist, ja iespējams, tikai $^1/_2 \ldots {}^1/_3$ no uzrādītiem skaitļiem. Rupjākos, ar roku iedarbinamos mechanismos, piem., ceļamskrūvēs, var ņemt arī vairāk — vajadzības gadijumā, varbūt, pat līdz $^2/_3$.

Starp uzgriezni un paklāju vai skrūvi un paklāju pielaižamas apmēram tādas pašas virsmas spiedienu vērtības.

B 2. Skrūvi pievelk ar slodzi; slodze var pieaugt neaprobežoti.

Tādos apstākļos atrodas gandrīz vienmēr nostiprināšanas (143. a zīm.) un regulēšanas skrūves (143. b. zīm.), kā arī skrūves presēs. Pievelkot tās ar atslēgu, aksialie spēki pieaug visu laiku, kamēr strādnieks var radīt pietiekošu vērpes momentu vai kamēr skrūve pārtrūkst.

Izpētīsim šo gadijumu drusku tuvāk, izejot no strādnieka radītā momenta M_{str}.

Ņemsim, piemēram, vienkāršu nostiprināšanas skrūvi (143.a zīm.). Ja apzīmējam strādnieka rokas spiediena spēku uz atslēgas sviras galu ar P un sviras garumu ar L, tad:

$$M_{str} = PL = \Sigma M \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

Šeit (analoģiski apstākļiem, kas aplūkoti 108...109. lpp. sakarā ar skrūvēm, ko pievelk ar aprobežotu slodzi) M_{str} sadalīsies divās daļās:

1) momentā pēc (IIb) formulas, kas atbilst radītās slodzes Q pārbīdei un berzes pretestības pārvarēšanai starp vītņu flankām:

$$M = Q \cdot tg\,(\alpha + \rho_{fikt}) \cdot r_f \quad \ldots\ldots\ldots (IIb)$$

un 2) momentā, kas atbilst berzes pretestības pārvarēšanai starp uzgriezni un paklāju; apzīmējot berzes koeficientu šajā vietā ar μ_{pret} un berzes pretestības momenta plecu ar R_c, dabūjam:

$$M_{pret} = Q \cdot \mu_{pret} \cdot R_c \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

Sumējot M un M_{pret}, atrodam $M_{str} = PL$; mēs dabūjam:

$$M_{str} = PL = M + M_{pret} = Q \cdot tg\,(\alpha + \rho_{fikt}) \cdot r_f + Q \cdot \mu_{pret} \cdot R_c, \quad (9)$$

vai, izrēķinot aksialspēku Q:

$$Q = \frac{PL}{tg\,(\alpha + \rho_{fikt}) \cdot r_f + \mu_{pret} \cdot R_c} \quad \ldots\ldots (9a)$$

Berzes pretestības momenta plecs R_c šeit jāņem atkarībā no apstākļiem. Uzgriežņa pievilkšanas gadijumā pieguļvirsma paklājam ir gredzenveida virsma ar ārējo radiju R un iekšējo radiju r (143. a zīm.). Šeit R_c vispareizāk aprēķinams kā bezgalīgi šaura sektora smaguma centra atstatums līdz skrūves asij.

Formula R_c aprēķinam tad ir:

$$R_c = \frac{2\,(R^3 - r^3)}{3\,(R^2 - r^2)} \quad \ldots\ldots\ldots (10)$$

Vienkāršības dēļ bieži ņem vidējo aritmetisko:

$$R_c = \frac{R + r}{2} \quad \ldots\ldots\ldots (10a)$$

Ja r, salīdzinot ar R, nav pārāk mazs, kļūda nav sevišķi liela. Ja atbalstvirsma ir pilns riņķis bez iekšējā cauruma, kā, piem., uzskicētai regulēšanas skrūvei (143. b zīm.), tad (10) formulā jāievieto r = o; pilnam riņķim dabūjam:

$$R_c = \frac{2}{3} R \quad \ldots\ldots\ldots (10b)$$

Izejot no aprēķinātā aksialspēka Q [no (9a) formulas], var noteikt stiepes un vērpes spriegumus skrūves serdē. Analoģiski gadijumam BI, t. i. lietojot (1a) un (2) formulas, atrodam:

$$\sigma = \frac{4\,Q}{\pi\, d_1^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1a)$$

$$\text{un} \qquad \tau' = \frac{16\,\Sigma M_{verp}}{\pi\, d_1^3} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nostiprināšanas skrūves gadijumā (šeit pievelk uzgriezni), (2) formulā vērpes moments, kas iedarbojas uz skrūvi (tā tad krīt svarā τ' aprēķinā, sk. 108. lpp.), ir tikai M pēc (IIb) formulas, kas atbilst aksialspēka Q pārbīdei un vītņu berzei. Moments M_{pret} pēc (8) formulas šeit iedarbojas tikai uz uzgriezni, un to iznīcina uzgriežņa berze pret paklāju. Nostiprināšanas skrūvei tādēļ: $\Sigma M_{verp} = M = Q \cdot tg\,(\alpha + \rho_{fikt}) \cdot r_f$. . . . . (11)

Regulacijas skrūvei (143b. zīm.) turpretim M_{pret} pēc (8) formulas rodas skrūves galā; tādēļ uz skrūvi iedarbojas viss strādnieka radītais moments M_{str} pēc (9) formulas. Regulacijas skrūvei dabūsim tā tad:

$$\Sigma M_{verp} = M_{str} = PL = Q \cdot tg\,(\alpha + \rho_{fikt}) \cdot r_f + Q \cdot \mu_{pret} \cdot R_c \quad . . \quad (11a)$$

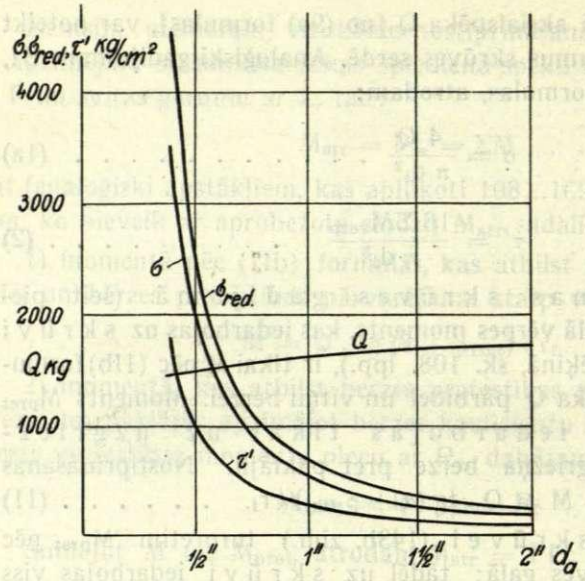
Pēc σ un τ' noteikšanas mēs varam ar (4) vai (5) formulu kontrolēt skrūvi, aprēķinot reducēto pretestību vai maksimalo bīdes spriegumu (kā mēs to darijām gadijumā BI, sk. 108. lpp.). Ja mēs šo kontroli izdarītu (kā toreiz) Whitworth'a skrūvēm ar (5) formulas palīdzību,

$$\sigma_{red} = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\tau')^2},$$

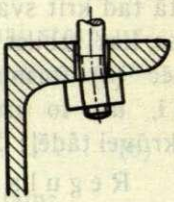
pie kam pieņemtu:

1) strādnieka spēku $P = 15$ kg;
2) atslēgas sviras garumu $L = 21\ d_a$, t. i. maksimalo, mazākiem ⌀⌀ normēto garumu;
3) berzes koeficientu vītnēs un starp uzgriezni un paklāju: $\mu = 0{,}15$ [$\rho \cong 8°30'$], kas dod $\mu_{fikt} \cong 0{,}17$, —
tad mēs dažādiem d_a dabūtu 144. zīm. uzskicēto σ_{red}, σ, τ' un Q diagrammu.

Atslēgu sviru garumi diagrammas robežās (starp $^3/_8$" un 2" skrūvēm) pēc normām gan ir mazāki: $L = 16 d_a \ldots 11\ d_a$; tādēļ spriegumi un spēki būs arī attiecīgi mazāki, kas vajadzības gadijumā viegli korrigējams. Bet jau arī tādā vienkāršotā veidā diagramma atļauj taisīt svarīgus slēdzienus par nostiprināšanas skrūvju lietošanu un izvēli, proti:



144. zīm.



145. zīm.

1) Pievelkot mazas skrūves, ļoti viegli radīt tajās nepielaižamus spriegumus un tās pat pārraut; tādu skrūvju pievilkšana tādēļ prasa lielu uzmanību un praksi no strādnieku puses.

2) Aprādītā iemesla dēļ mašinbūvniecībā, it sevišķi svarīgākās vietās, jāizvairas no skrūvju lietošanas, kuru $d_a < {}^3/_8''$, un ja skrūvēs iedarbojas kaut mēreni aksialspēki, tad ieteicams neņemt $d_a < {}^5/_8''$.

3) Izvēloties pielaižamos spriegumus, mazu d_a gadijumā to (spriegumu) vērtības jāsamazina (sk. turpmāk).

4) Ja slodze jāsadala pa vairākām skrūvēm, tad no stiprības viedokļa principiali izdevīgāk ņemt nedaudzas resnākas skrūves nekā daudzas tievākas. No šī principa praksē gan bieži jāatkāpjas, ja prasa savienojuma blīvumu; tur atstatumi starp skrūvēm nedrīkst pārsniegt noteiktu robežu, un tādēļ skrūvju skaits nevar būt pārāk mazs.

5) Ja skrūves ir mazas, tad jāraugas uz to, lai stiepes spēki neiedarbotos ekscentriski vai slīpi; tad skrūvē radīsies vēl klāt lieces spriegumi, un dažreiz jau tā līdz galīgai robežai piepūlēto skrūvi viegli pārpūlēs. Tas, piem., var notikt, ja profildzelzī nelietosim slīpas paplaknes (145. zīm.).

6) Ja skrūves ir lielas, tad turpretim pat ar nenormali garu atslēgu (aprēķinā bija ņemts $L = 21 d_a$, normēts turpretim 2″ skrūvei ir tikai $L \cong 11\ d_a$) nevar sasniegt pietiekošus spriegumus. Tādēļ praksē tādas atslēgas pagarina, uzmaucot sviru galiem gāzes caurules un pievelkot skrūvi 2... 3 cilvēkiem; pievilkšanu bieži izdara arī vesera sitieniem.

N o s t i p r i n ā š a n a s s k r ū v j u p r a k t i s k a i s a p r ē ķ i n s.

Aprēķins skrūvei, kā visbiežāk lietotai mašindaļai vēlams iespējami vienkāršāks bez garākas kontroles (svarīgākos gadijumos tādu, saprotams, izdarīs). Ievērojot tikko sacīto par iespējamiem spriegumiem mazās skrūvēs, vēlams sastādīt formulu tā, lai maziem d_a automatiski iznāktu mazāki spriegumi. Stiprības nolīdzinājums stiepei (1) bija:

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma,$$

vai, izrēķinot d_1:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,\sigma}} = a\,\sqrt{Q},$$

kur:

$$a = \sqrt{\frac{4}{\pi\,\sigma}}.$$

Lai mazākiem $\varnothing\varnothing$ iznāktu mazāki spriegumi, visvienkāršāk papildināt šo formulu ar k o n s t a n t u s u m m a n d u b; izvēloties b pietiekoši lielu, tas m a z u $\varnothing\varnothing$ gadijumā stipri iespaidos rezultatu, ievērojami samazinot σ; iespaids turpretim, būs neievērojams lielu $\varnothing\varnothing$ gadijumā.

Tā tad izvēlamies skrūvju aprēķina formulu šādā veidā:

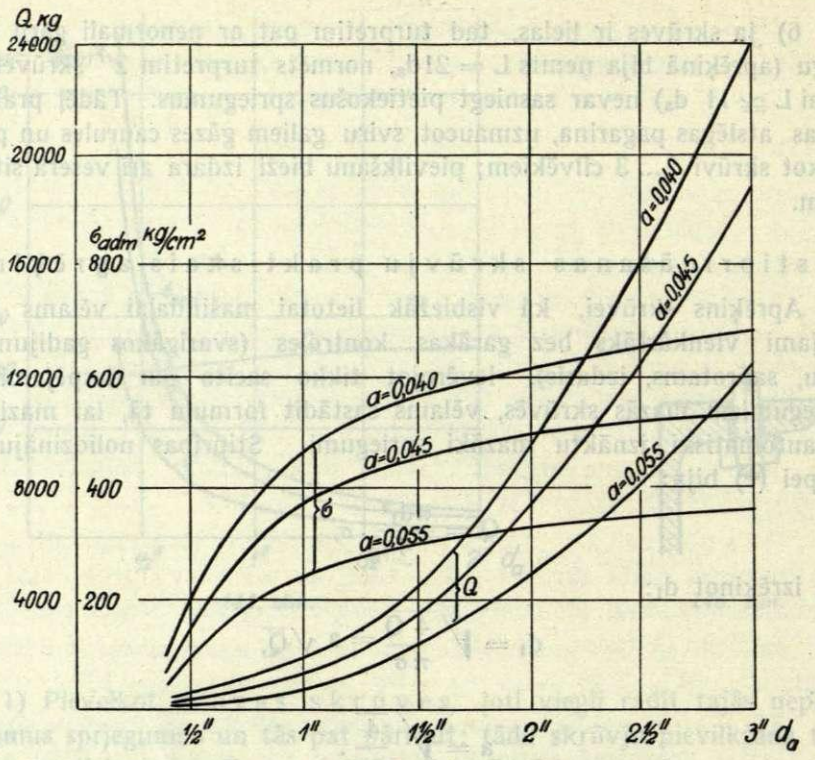
$$d_1 = a\,\sqrt{Q} + b \text{ cm} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Šo formulu ieteikusi Vācijas katlu pārraudzības biedrību savienība, bet pēc visa nupat sacītā skaidrs, ka tā noderīga arī vispārīgā mašinbūvniecībā.

Konstantu a un b vērtības dotas dažādas atkarībā no apstākļiem; V ā c i j a s k a t l u p ā r r a u d z ī b a s b i e d r ī b u s a v i e n ī b a s dati ir:

$$b = 0{,}5 \text{ cm};$$

1) $a = 0{,}040$ (atbilst $\sigma \cong 800$ kg/cm²), ja skrūvju materials atbilst katlu kniežu normām, uzgriežņa un paklāja pieguļvirsmas rūpīgi apstrādātas, blīvējumi mīksti;



146. zīm.

2) a = 0,045 (atbilst $\sigma \cong 640$ kg/cm²), ja izpildijums rūpīgs, blīvējumi mīksti, skrūvju materials labs;

3) a = 0,055 (atbilst $\sigma \cong 420$ kg/cm²), ja visas augšminētās prasības nav pilnā mērā izpildītas.

Pievienotā diagramma (146. zīm.) rāda, kādā veidā mainas spriegumi σ_{adm} un aksialspēki Q atkarībā no d_a Whitworth'a vītnēm, pieņemot minētās *a* un *b* vērtības (12) formulā.

Vispārējai mašinbūvniecībai visvairāk piemēroti 2...3 gadijumi, starp kuriem var izvēlēties kādu vidēju vērtību. Skrūves d_a noteic pēc tabulām.

Citādi dati doti cauruļu savienojumu normās:

Tr 38 skrūvēm . . . . . b = 0,55 cm;
ūdens caurulēm . . . . . a = 0,0375 (atbilst $\sigma \cong 900$ kg/cm²);
gāzu un tvaika caurulēm (zem 300° C) a = 0,0415 (atbilst $\sigma \cong 740$ kg/cm²);

Tr 50 skrūvēm . . . . . b = 0,6 cm;
ūdens caurulēm . . . . . a = 0,032 (atbilst $\sigma \cong 1240$ kg/cm²);
gāzu un tvaika caurulēm (zem 300° C) a = 0,036 (atbilst $\sigma \cong$ 980 kg/cm²);
pārkarsētā tvaika caur. (300°...400°C) a = 0,041 (atbilst $\sigma \cong$ 760 kg/cm²).

Daži dati par blīviem savienojumiem.

Lai atloku savienojumus varētu tiešām noblīvēt, atstatumiem starp skrūvju centriem C (147. zīm.) jābūt mazākiem par zināmām praktiskām normām, piem.:

ķeta cauruļu atlokos, iekšējam spiedienam $\leqslant$ 10 kg/cm²: c $\leqslant$ 165 mm;
tvaika cauruļu atlokos, iekšējam spiedienam 10...20 kg/cm²: c $\leqslant$ 115 „ ;
tvaika cilindru atlokos, iekšējam spiedienam $\leqslant$ 10 kg/cm²: c $\leqslant$ 150 „ ;
„ „ „ „ „ > 10 kg/cm²: c $\leqslant$ 120 „ .

Tālāk jāievēro, ka blīvos savienojumos (piem., tvaika cilindra vākā, sk. 147. zīm.) — kā 35. lpp. aizrādīts, — skrūves jau iepriekš jāpievelk ar zinamu priekšspriegumu, lai vēlāk, kad iestāsies iekšējais tvaika spiediens un uz skrūvi iedarbosies papildus darba spēka spriegums, blīvējums vēl būtu pietiekoši deformēts, un gāze (vai šķidrums) nesūktos cauri. Tomēr mēs šeit nedrīkstam vienkārši sumēt priekšspriegumus un darba spēka spriegumus, lai aprēķinātu kopējos spriegumus skrūvē; tāpat mēs nedrīkstam skaitīt priekšspriegumu un darba spēka spriegumu diferenci par spriegumiem, kas vēl deformē blīvējumu.

Gadijums šeit pilnīgi analoģisks tam, ko mēs savā vietā aplūkojām ķiļu savienojumā, uz kuru iedarbojas mainīgi darba spēki (sk. 45...48. lpp.).

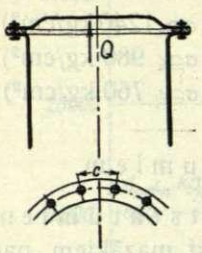
Parādības iemesls ir tas pats kā tur: skrūves, atloku un blīvējuma elastība; tādēļ arī izpētīšana ir tāda pat kā tur (148. un 149. zīm.).

Ja skrūve pievilkta ar priekšspriegumu Q_0, tad vāka līdzsvara noteikuma dēļ (sk. 148. zīm.) stiepes spēks skrūvē + Q_0 un spiedes spēks blīvējumā — Q_0 ir vienādi. Deformacijas būs (sk. 149. zīm.): skrūvē + Δl_{sko} un blīvējumā — Δl_{blo}.

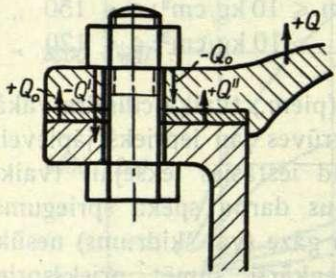
Ja uz vāka iedarbojas vēl darba spēks + Q, tad stiepes spēks skrūvē palielinas līdz + Q', bet spiedes spēks blīvējumā samazinas līdz — Q'', jo skrūve vairāk izstiepjas, un tādēļ atļauj blīvējuma deformacijai samazināties. Vāka līdzsvara noteikums tagad ir (sk. 148. zīm.):

$$Q - Q' + Q'' = 0; \quad \text{vai:} \quad Q = Q' - Q''$$

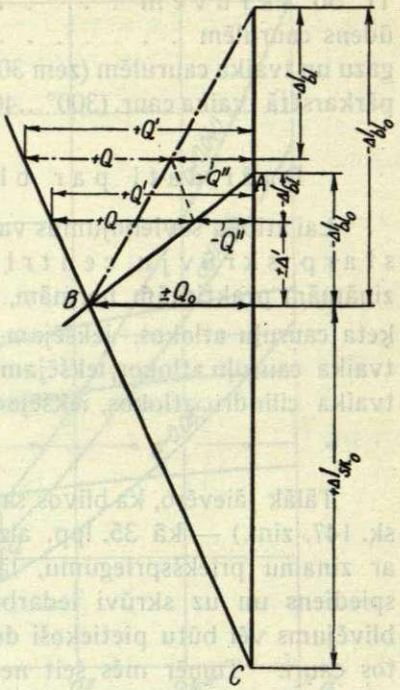
Ievērojot vēl to apstākli, ka skrūves (+) deformacijas maiņa + Δ' līdzinas blīvējuma (—) deformacijas maiņai — Δ', atrodam + Q' un — Q'' (kā savā laikā ķīlim), iezīmējot darba spēku Q starp linijām BC (resp. tās turpinājumu) un AB. Starp AC un BC turpinājumu



147. zīm.



148. zīm.



149. zīm.

atradīsies skrūves stiepes spēks + Q′, starp AC un AB spiedes spēks blīvējumā — Q″, kas rada jauno deformaciju $-\Delta l_{b1}$. Spēkam — Q″ resp. deformacijai $-\Delta l_{b1}$ jābūt vēl tik lielai, ka tvaiks nevar sūkties cauri.

Ja mēs ņemtu elastīgāku blīvējumu (mīkstāku blīvējuma materialu, šaurākas uzguļvirsmas), citiem vārdiem — ja priekšspriegumu deformacija $-\Delta l_{b1o}$ būtu lielāka —, tad diagramma skaidri rāda, kādā veidā apstākļi mainīsies (tas diagrammā iezīmēts raustītām linijām). Spēks — Q″, kas paliek pāri blīvējuma deformēšanai, ir lielāks, tāpat arī pati deformacija $-\Delta l_{b1}$. No šī viedokļa elastīgāks blīvējums vai šaurākas uzguļvirsmas ļoti vēlamas; toties stiepes spēks skrūvēs + Q′ arī lielāks.

Diagramma skaidri rāda, ka priekšspriegumu spēks un darba spēks nekad nesumējas, bet ka kopspēks skrūvē Q′ ir vienmēr mazāks. Jo lielāks ir priekšspriegumu spēks Q_o, salīdzinot ar Q (darba spēku), jo mazākas būs, acīmredzot, Q′ svārstības pret Q_o, kā to jau redzējām ķīļos.

C. Skrūve, kurā iedarbojas arī šķērsspēki.

Vispārīgi runājot, skrūve ir mašindaļa, kas vairāk domāta aksialu spēku uzņemšanai, un tādēļ šķērsspēki nav sevišķi vēlami. Ir tomēr diezgan daudz gadijumu, piem., sajūgos, izārdamās dzelzskonstrukcijās, krānos, jumtu fermās u. t. t., kur gribot negribot šķērsspēki jāuzņem ar skrūvēm. Aprēķinos šeit rīkojas atkarībā no apstākļiem, kas ir ļoti dažādi.

Ja skrūves montētas parastā veidā, t. i. vaļīgi sēd urbumos, tad ar viņām daudzmaz droši var uzņemt tikai konstantus šķērsspēkus [a) slodzes veidu], paļaujoties uz berzi starp savienoto mašindaļu pieguļvirsmām (150. zīm.). Apzīmējot ar P šķērsspēku, ar Q, kā agrāk, aksialspēku skrūvē, ar n skrūvju skaitu, kas uzņem P, un ar μ berzes koeficientu starp pieguļvirsmām, mēs dabūjam stiprības noteikumu (lai nenotiktu slīde):

$$P \leqslant n \cdot Q \mu, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

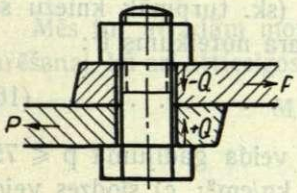
kur varētu pieņemt: $\mu \cong 0{,}1$ gludām virsmām;

$\mu \cong 0{,}2$ negludām virsmām.

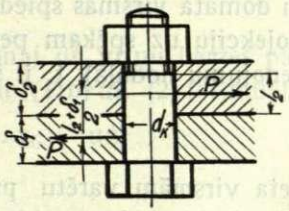
Atrodot no šejienes Q, tālāk rīkojamies kā parasto skrūvju aprēķinu gadijumos.

Ja slodze tiešām ir kaut apmēram konstanta, ja skrūves ir rūpīgi montētas un ja tās nav biežāk jāatskrūvē, tad skrūvēs var pielaist augstākas spriegumu vērtības, nekā to dara parasto skrūvju gadijumos (līdz 80 un pat 100% no tā, ko materialam vispārīgi pielaiž a) slodzes veida gadijumā). Ieteicams tomēr drošības dēļ pieņemt, ka slodzi P neuzņem visas skrūves; svarīgākos gadijumos rezerve jāņem 2 un pat 3 kārtīga.

Ja slodze maina virzienu vai arī, ja iespējami ievērojamāki triecieni, tad tādi savienojumi nav pielaižami: savienotās daļas var pārbīdīties, skrūves sašķobīties un radīt nepielaižamus lieces spriegumus skrūvju kātos. Tādos gadijumos skrūves



150. zīm.



151. zīm.

cieši jāielāgo urbumos (151. zīm.), parasti ar ciešo sēžu vai dzenamsēžu. Tāds savienojums ir dārgs, jo caurumi pēc urbšanas vēl noteikti jāizrīvē; ja skrūvju kātus izveido koniskus (kona leņķa tang = $^1/_{20}$...$^1/_{50}$), tad bieži kāti pat vēl jāieslīpē urbumos.

Kā jau savā vietā bija teikts, ielāgot var tikai bultskrūves, bet ne tapu vai galvas skrūves.

Aprēķins ieteicams liecei un virsmas spiedei; ļoti rūpīgi ielāgotas skrūves varētu gan arī aprēķināt cirpei lieces vietā, — kā to bieži ieteic:

$$P = n \cdot \frac{\pi d_k^2}{4} \cdot \tau, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

kur d_k ir ielāgotā skrūves kāta caurmērs un n — kā agrāk — skrūvju skaits, kas uzņem šķērsspēku P.

Ja tā rēķina, tad ieteicams pieņemt mazu τ, jo tomēr nevar zināt, cik rūpīgi skrūves pielāgotas; ja montažas kļūdas dēļ skrūves liektu, spriegumi var iznākt daudz lielāki.

Parastos gadijumos ieteicams rēķināt liecei; pieņemot, ka spēks P un tā reakcija koncentrēta kāta atbalstvirsmu viduspunktos, momenta plecs ir: $\frac{l_2 + \delta_1}{2}$ (151. zīm.); tādēļ stiprības nolīdzinājums ir:

$$P \cdot \frac{l_2 + \delta_1}{2} = n \cdot \frac{\pi d_k^3}{32} \cdot \sigma', \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

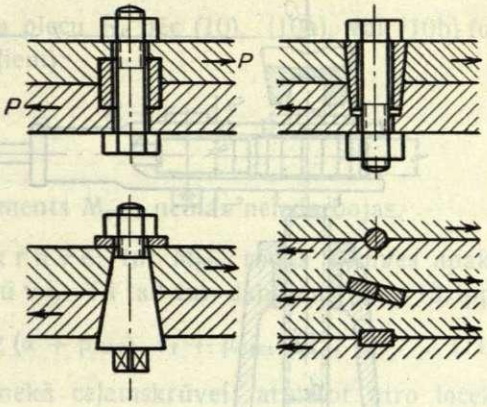
kur n ir skrūvju skaits savienojumā.

Kontrole virsmas spiedei starp skrūves ielāgoto kātu un savienojamām daļām.

Jākontrolē, acīmredzot, tā daļa, kur skrūves kāts pielāgots mazākā garumā (piem., 151. zīm. augšējā daļa, kur pielāgotais skrūves kāta garums $l_2 < \delta_1$). Par laukumu, pa kuru sadalas vienmērīgi sadalīti domātā virsmas spiede p, ņem faktiskās pieguļvirsmas (puscilindra) projekciju uz spēkam perpendikularo plakni (sk. turpmāk kniežu savienojumu nodaļā), t. i. šeit: $l_2 \cdot d_k$. Līdzsvara noteikums ir:

$$P = n \cdot l_2 \cdot d_k \cdot p. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16),$$

Ķeta virsmām varētu pielaist: a) slodzes veida gadijumā $p \leqslant 750$ kg/cm²; b) slodzes veida gadijumā $p \leqslant 500$ kg/cm²; c) slodzes veida gadijumā $p \leqslant 250$ kg/cm².



152. zīm.

Gadijumos, kur skrūves pašas nevar vai negrib cieši ielāgot, var lietot t. s. atslogotos skrūvsavienojumus, kuros šķērsspēkus uzņem speciali šim nolūkam attiecīgos urbumos vai rievās precizi ielāgoti elementi: cilindriski vai koniski t. s. cirpes gredzeni, cilindriskas vai koniskas ieslīpētas tapas, cieši ielāgoti ierievji, ķīļi u. t. t. (152. zīm.). Šādi savienojumi, saprotams, ievērojami dārgi. Skatoties pēc apstākļiem aprēķini izdarami tāpat kā skrūvēm: liecei vai cirpei.

Dažas piezīmes pie darba skrūvju (speciali ceļamskrūves) aprēķina.

Kā piemēri 153. zīmējumā parādīta ceļamskrūve (domkrats) un 154. zīmējumā sliežu lokampreše. Runa būs galvenokārt par ceļamskrūvi, dodot tikai dažus īsus aizrādijumus par presi, kur aprēķini atšķiras.

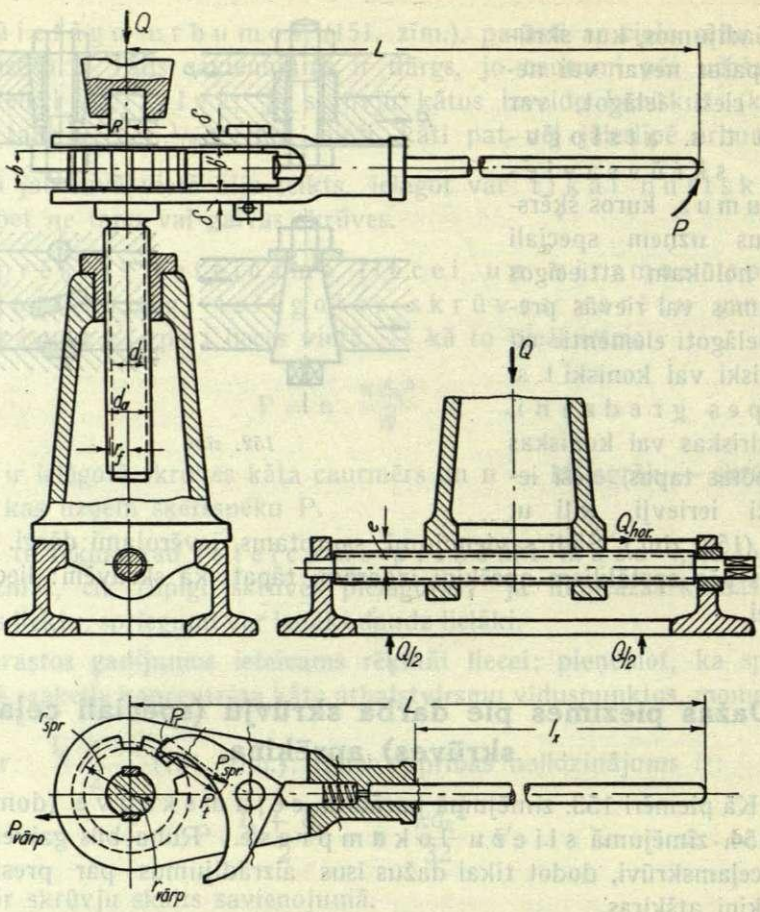
Kā jau 106. lpp. minēts, trijstūrainos vītņu profilus to lielākās berzes dēļ darba skrūvēs parasti nelieto; šeit sastopam četrstūru, trapez- vai zāģvītnes.

Principā mēs ar darba skrūvju aprēķinu jau iepazināmies 108. lpp., kad aplūkojām gadijumu BI (skrūvi pievelk ar aprobežotu slodzi). Šeit tur teikto zinamā mērā tikai papildināsim no praktiskā aprēķina puses.

Mēs tur atradām momentu sloga Q celšanai un vītņu berzes pārvarēšanai, kā arī attiecīgos vērpes spriegumus ar (IIb) un (2) formulām:

$$M = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{\text{fikt}}) \cdot r_f, \quad \text{un:}$$

$$\tau' = \frac{16 \Sigma M_{\text{verp}}}{\pi d_1^3}.$$



153. zīm.

[(IIb) formulā: $\rho_{flkt} = \rho$, resp $\cong \rho$ plakanās un zāģvītnes gadījumos, jo tur flanka $\perp$ vai $\sim \perp$ spēkam].

Ceļamskrūves gadījumā (2) formulā jāievieto:

$$\Sigma M_{verp} = M$$

[no (IIb) formulas], jo skrūvē iedarbojas tikai šis moments.

Tas gan nav viss moments, M_{str}, kas nepieciešams, lai strādnieks pagrieztu sviru, jo starp skrūves kāta augšējo galu un uzliktni iedarbojas vēl berzes pretestība, ko atrodam no (8) formulas:

$$M_{pret} = Q \cdot \mu_{pret} \cdot R_c, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

ar berzes pretestības momenta plecu R_c pēc (10), (10a), vai (10b) formulām (skatoties pēc apstākļiem):

$$R_c = \frac{2\,(R^3 - r^3)}{3\,(R^2 - r^2)}; \qquad R_c = \frac{R + r}{2}; \qquad R_c = \frac{2}{3}\,R.$$

Pašā ceļamskrūvē tomēr moments M_{pret} nemaz neiedarbojas.

Cita lieta ir p r e s e s s k r ū v ē; tur M_{pret} rodas skrūves apakšgalā un iedarbojas arī uz s k r ū v i. Tā tad tur dabūjam (sk. 113. lpp.)

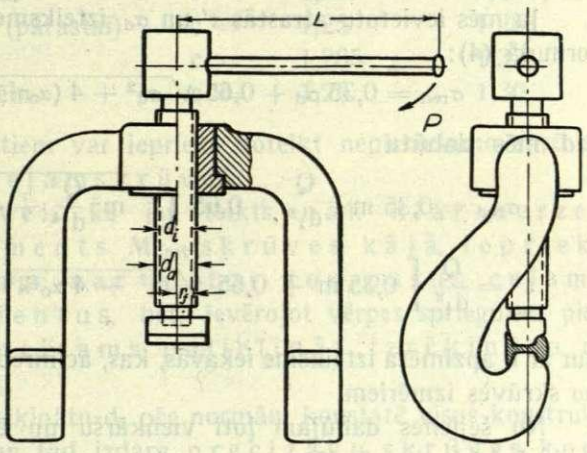
$$\Sigma M_{verp} = M + M_{pret} = Q\,[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f + \mu_{pret} \cdot R_c] \quad . \; . \; . \quad (11a)$$

Šī formula ir pilnīgāka nekā ceļamskrūvei; atmetot otro locekli iekavās, dabūjam izteiksmi ceļamskrūves momentam.

Ņemot iekavu priekšā d_1, (17a) formulu var rakstīt:

$$\Sigma M_{verp} = Q \cdot d_1 \left[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot \frac{r_f}{d_1} + \mu_{pret} \cdot \frac{R_c}{d_1}\right] \quad . \; . \; (17)$$

Formulas labajā pusē iekavās atrodas lielumi, kas relativi maz mainas ar skrūves absolutiem izmēriem, resp. tās serdes caurmēru d_1. Kāpes leņķis α un attiecība r_f/d_1 pēc normām nav gan īsti konstanti lielumi, t. i. dažāda caurmēra skrūves nav noteikti līdzīgas. Tāpat attiecība R_c/d_1 mainīsies atkarībā no skrūves atbalstvirsmas konstrukcijas; beidzot arī berzes leņķis ρ_{flkt} un koeficients μ_{pret} svārstīsies atkarībā no apstākļiem. Tomēr visas šīs svārstības ir relativi mazas. Iepriekšējo aprēķinu nolūkiem mēs tās tādēļ varam ignorēt un uzskatīt izteiksmi iekavās par neatkarīgu no skrūves absolutā izmēra d_1. Apzīmējot šo izteiksmi ar k', t. i.:



154. zīm.

$$k' = \mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot \frac{r_f}{d_1} + \mu_{pret} \cdot \frac{R_c}{d_1}, \quad . \; . \; . \; . \quad (17a)$$

mēs dabūjam:

$$\Sigma M_{verp} = k' \cdot Q\, d_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17b)$$

Ievietojot šo izteiksmi (2) nolīdzinājumā, atrodam:

$$\tau' = \frac{16 \Sigma M_{verp}}{\pi d_1^3} = \frac{16\, k'\, Q \cdot d_1}{\pi d_1^3} = \frac{16\, k'}{\pi} \cdot \frac{Q}{d_1^2} = k \cdot \frac{Q}{d_1^2} \quad . \quad (18)$$

Šeit $\frac{16\, k'}{\pi}$ savilkts kopā koeficientā k, kuram piemīt, acīmredzot, tādas pašas īpašības kā k'.

Spiedes spriegumi skrūvē atrodami tāpat, kā agrāk stiepes spriegumi, no (1a) formulas:

$$\sigma_d = \frac{4\, Q}{\pi d_1^2}.$$

Apzīmējot: $\frac{4}{\pi} = m$, kur m kā konstantam koeficientam ir tādas pašas īpašības kā k (proti neatkarība no skrūves izmēriem), dabūjam:

$$\sigma_d = m \cdot \frac{Q}{d_1^2}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Ja mēs ievietotu atrastās τ' un σ_d izteiksmes reducētās pretestības formulā (4):

$$\sigma_{red} = 0{,}35\, \sigma_d + 0{,}65 \sqrt{\sigma_d^2 + 4\, (\alpha_0 \tau')^2},$$

tad mēs dabūtu:

$$\sigma_{red} = 0{,}35\, m \cdot \frac{Q}{d_1^2} + 0{,}65 \sqrt{m^2 \frac{Q^2}{d_1^4} + 4\, \alpha_0^2 k^2 \cdot \frac{Q^2}{d_1^4}} =$$

$$= \frac{Q}{d_1^2} \left[0{,}35\, m + 0{,}65 \sqrt{m^2 + 4\, \alpha_0^2 k^2} \right] = n \cdot \frac{Q}{d_1^2},$$

kur ar n apzīmēta izteiksme iekavās, kas, acīmredzot, ir atkal neatkarīga no skrūves izmēriem.

No šejienes dabūjam ļoti vienkāršu un ērtu formulu iepriekšējai skrūves serdes caurmēra d_1 noteikšanai:

$$d_1^2 = \frac{n\, Q}{\sigma_{red}}, \quad \text{resp.:}$$

$$d_1 = c \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{red}}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

kur vienkāršības dēļ $\sqrt{n}$ apzīmēts ar c.

Lai šo formulu varētu lietot iepriekšējiem aprēķiniem, nepieciešams vēl dot σ_{red} un c vērtības.

σ_{red} varētu pieņemt: mīkstam tēraudam (dzelzij): $\sigma_{red} \leqslant 600$ kg/cm²; cietākam tēraudam: $\sigma_{red} \leqslant 900$ kg/cm². Vairāk ņemt nav ieteicams: skrūvēs var nākt klāt liece, it sevišķi ceļamskrūvēs ar horizontalām sliecēm, pa kurām slogu pārbīda ar skrūvi.

Ievietojot (17a) izteiksmē no vītņu normu tabulām skaitliskos datus, var aprēķināt k' vērtības dažādiem vītņu veidiem. Izrēķinat tālāk koeficientus k, m un n, beidzot dabūsim c vērtības, kas ietilpst (20) formulā.

Ceļamskrūves gadijumā (17a) formulas otrais loceklis, kas atbilst M_{pret}, ir nulle; berzes leņķus ρ ņemam praksē parasti sagaidamos.

Izdarot to, mēs dabūtu šādas vidējās tuvinās c vērtības dažādām vītnēm un berzes koeficientiem:

		Ar $\mu \cong 0{,}105$; $\rho \cong 6°$.	Ar $\mu \cong 0{,}13$; $\rho \cong 7°25'$.
Plakanai (četrstūru) vītnei	c =	1,255	1,28;
Trapezvītnei, vidējai (parastai)	c =	1,23	1,26;
Trapezvītnei, rupjai	c =	1,275	1,305;
Zāģvītnei, vidējai (parastai)	c =	1,25	1,28;
Zāģvītnei, rupjai	c =	1,285	1,32;
Vidēji visām vītnēm	c =	1,26	1,30

Ar šiem koeficientiem var iepriekš noteikt nepieciešamo skrūves serdes caurmēru d_1 ceļamskrūvei.

Preses skrūvei, kā jau teikts, nāk klāt berzes pretestības moments M_{pret} skrūves kājā. Iepriekšējam aprēķinam var lietot tos pašus ceļamskrūves koeficientus, bet, ievērojot vērpes spriegumu pieaugumu no M_{pret}, ieteicams palielināt izrēķināto d_1 par kādiem 10%.

Ar tādā veidā aprēķināto d_1 pēc normām konstatē visus konstruktivos vītnes izmērus un tad izdara precizāku skrūves kontroli reducētai pretestībai pēc (4) formulas, atrodot σ_d un τ' no (1a) un (2) formulām. Bez tam vēl izdara ļodzes kontroli, jo skrūvi taču spiež. Tā kā slaikuma grads tikpat kā nekad nebūs pietiekošs Euler'a formulas lietošanai, kontroli parasti izdara pēc Tetmajer'a. Par šo kontroli jau bija runa ķīļu savienojumos [sk. II nod. 50. lpp. (13) formulu]. Par virsmas spiedes kontroli vītnēs runāsim tuliņ sakarā ar uzgriezni.

Uzgrieznis ceļamskrūvei vai preses skrūvei var būt atsevišķs ieliktnis, kas tad parasti veidots no bronzas (sk. 153. un 154. zīm.), vai arī iegriezts vītņu veidā tieši ķeta stativā. Pēdējā konstrukcija piemērota gan tikai samērā mazākām slodzēm.

Uzgriežņa nepieciešamo augstumu H (155. zīm.) var noteikt, izejot no virsmas spiedes starp vītņu flankām. Nolīdzinājumu mēs savā vietā jau atradām [sk. 110. lpp. (6) form.]:

$$Q = p \cdot u \cdot \pi d_f \cdot t',$$

kur u ir apvijumu skaits uzgrieznī. Apzīmējot vītnes kāpi ar h, dabūjam: $u = \frac{H}{h}$; ievietojot to (6) nolīdzinājumā, dabūjam formulu, ar kuras palīdzību var noteikt nepieciešamo H, proti:

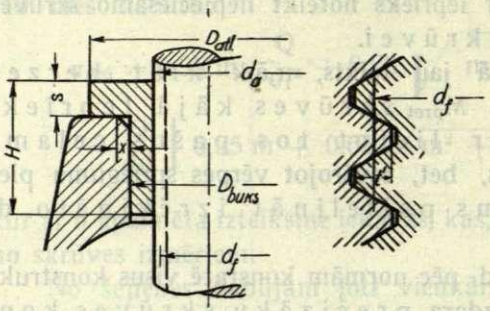
$$Q = p \cdot \frac{H}{h} \cdot \pi d_f \cdot t' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (21)$$

Pielaižamās p vērtības jau dotas 111. lpp. Speciali ar roku iedarbinātām ceļamskrūvēm varētu pielaist:

$p \leqslant 150$ kg/cm² tērauda skrūvēm ar tērauda vai bronzas ieliktņiem;

$p \leqslant 120$ kg/cm² mīksta tērauda (dzelzs) skrūvēm ar mīksta tērauda vai bronzas ieliktņiem;

$p \leqslant 100$ kg/cm² mīksta tērauda (dzelzs) skrūvēm ar ķeta uzgriežņiem.



155. zīm.

Mechaniski iedarbinātām ceļamskrūvēm, vai vispārīgi bieži un ar lielāku ātrumu iedarbinātām darba skrūvēm bieži jāņem vēl mazāk (sk. 111. lpp.).

Uzgriežņa augstumu ņem maksimali: $H_{max} \cong 2\, d_a$, labāk mazāk. Iemesls jau reiz (85. lpp.) minēts: spēku galvenokārt uzņem pirmie apvijumi, tālākie arvien mazāk; tādēļ ļoti augsts uzgrieznis faktiski nekā nedotu. Vajadzības gadijumā labāk palielināt skrūves caurmēru.

Uzgriežņa (ieliktņa) buksas caurmērs D_{buks} aprēķinams vai kontrolējams stiepei ar nolīdzinājumu (155. zīm.):

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2_{buks} - d^2_a) \cdot \sigma_{uzgr} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

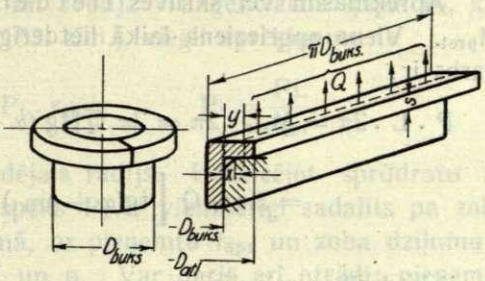
ar $\sigma_{uzgr} \cong 250 \ldots 300$ kg/cm² bronzai.

A t l o k a c a u r m ē r s D_{atl} aprēķinams vai kontrolējams virsmas spiedei (starp atloku un stativu) ar nolīdzinājumu (156. zīm.):

$$Q = p_{uzgr} \cdot \frac{\pi}{4} [D^2_{atl} - (D_{buks} + 2x)^2] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

ar $p_{uzgr} \leqslant 200$ kg/cm² bronzai.

A t l o k a a u g s t u m s s aprēķinams vai kontrolējams liecei (156. zīm.). Pieņemam, ka aksialspēka Q reakcija sadalīta pa atloka uzguļvirsmas v i d ē j o a p l o c i (praktiski ar tādu vienkāršojumu pilnīgi pietiek). Tālāk iedomājamies uzgriezni ar meridionalplakni pārgrieztu un iztaisnotu; tad l i e c e s m o m e n t a p l e c s y būs (156. zīm.):



156. zīm.

$$y = \frac{\frac{D_{atl}}{2} - \left(\frac{D_{buks}}{2} + x\right)}{2} + x = \frac{D_{atl} - D_{buks}}{4} + \frac{x}{2}$$

un tādēļ stiprības nolīdzinājums liecei:

$$Q \cdot \left(\frac{D_{atl} - D_{buks}}{4} + \frac{x}{2}\right) = \frac{\pi D_{buks} \cdot s^2}{6} \cdot \sigma'_{uzgr}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

ar $\sigma'_{uzgr} = 250 \ldots 300$ kg/cm² bronzai.

Par nepieciešamo momentu M_{str}, lai strādnieks pagrieztu skrūves sviru, mēs jau runājām 122. lpp. un agrāk 112. lpp. Mēs redzējām, ka noteicot M_{str}, vienmēr jāievēro kā moments sloga celšanai un vītņu berzes pretestības pārvarēšanai M, tā arī berzes pretestības moments skrūves galā M_{pret}, t. i. [sk. (9) form.]:

$$M_{str} = M + M_{pret} = PL;$$

ievietojot M un M_{pret} no (II b) un (8) formulām, atrodam:

$$PL = Q\,[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f + \mu_{pret} \cdot R_c],$$

no kurienes dabūjam nepieciešamo strādnieka spēku sviras galā:

$$P = \frac{Q}{L}\,[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f + M_{pret} \cdot R_c]; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (25)$$

1 cilvēkam P var pielaist robežās: P = 15... 30 kg.

Piezīme: Slogu nolaižot (sk. 104. lpp.), + ρ_{flkt} jāmaina ar — ρ_{flkt}.

Aprēķināsim vēl skrūves lietderības reizuli, ievērojot arī M_{pret}. Viena apgrieziena laikā lietderīgais darbs ir Q . h; patērētais darbs ir:

$$P \cdot L \cdot 2\pi = M_{str} \cdot 2\pi = 2\pi\, Q\,[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) \cdot r_f + \mu_{pret} \cdot R_c] =$$

$$= 2\pi\, r_f\, Q \left[\mathrm{tg}(\alpha + \rho_{flkt}) + \mu_{pret} \cdot \frac{R_c}{r_f}\right].$$

Lietderības reizulis ir:

$$\eta = \frac{Qh}{Q\,2\pi r_f \left[\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) + \mu_{pret} \cdot \dfrac{R_c}{r_f}\right]},$$

kas ar $\dfrac{h}{2\pi r_f} = \mathrm{tg}\alpha$ dod:

$$\eta = \frac{\mathrm{tg}\alpha}{\mathrm{tg}\,(\alpha + \rho_{flkt}) + \mu_{pret} \cdot \dfrac{R_c}{r_f}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Ar to skrūves, kā tādas, aprēķins ir nobeigts. Tālāk vēl dosim dažus īsus aizrādījumus par ceļamskrūves pārējo galveno detaļu aprēķiniem.

Sviras rokturi (kātu) aprēķina liecei; tāpat var kontrolēt sviras ķeta uzmavu dažās vietās, piem., kur sākas dakša, bet uzmava vēl apaļa; tālāk griezumā caur sprūda tapu u. t. t. (sk. 153. zīm.).

Stiprības nolīdzinājumi ir viscaur analoģiski:

$$P \cdot l_x = W \cdot \sigma',$$

kur l_x ir momenta plecs aplūkojamā vietā, W — attiecīgais pretestības moments. Rokturī (parasti dzelzs) pielaiž ievērojami lielus lieces spriegumus, pat līdz $\sigma' = 1400...1500$ kg/cm², lai dabūtu vieglāku konstrukciju, un lai pārmērīgas pretestības gadijumā labāk salocītos šī samērā viegli izlabojamā, nekā kāda svarīgāka daļa. Ieteicams ievietot rokturi pēc iespējas dziļāk ķeta uzmavā; momenta dēļ virsmas spiede starp rokturi un uzmavas sienu sadalas nevienmērīgi ar maksimaliem spriegumiem galos un nulli vidū. Ja roktura gals nav pietiekoši dziļi ievietots, maksimalie spriegumi ir ļoti lieli, un rokturi var eventuali izlauzt no uzmavas.

Sprūdrata zobu kontrolējam (vai aprēķinam) liecei un virsmas spiedei (starp sprūdu un zobu). Tangencialais spēks P_t, kas iedarbojas uz sprūdrata zobu (153. zīm.), viegli aprēķinams no :

$$M_{str} = PL = P_t \cdot r_{spr}; \qquad P_t = \frac{PL}{r_{spr}},$$

kur r_{spr} ir sprūdrata zoba vidējais radijs. Uzskicējot sprūdratu ar zobu un pieņemot tālāk, ka spēks P_t ir vienmērīgi sadalīts pa zoba flankas dziļumu aksialā virzienā, ar pieņemto r_{spr} un zoba dziļumu b viegli izrēķināt rezultējošos σ' un p. Var darīt arī otrādi: pieņemot σ' vai p, var izrēķināt b.

Uz sprūdu iedarbojas spēks P_{spr}, kas iet caur tapas centru un kura viena komponente ir nupat atrastais tangencialspēks P_t, bet otrā — radialspēks P_r. Pēc tarkšķa mechanisma uzskicēšanas un sprūda tapas centra pieņemšanas viegli (kaut grafiski) atrast P_r un P_{spr}. Spēks P_r loka sprūdu, spēks P_t loka un saspiež to. Tādēļ kontrolējamos sprūda šķērsgriezumos aprēķinams lieces spriegums σ' ar spēku P_r un P_t momentiem, tālāk spiedes spriegums σ_d ar spēku P_t un šie spriegumi sumējami (visi ir normalspriegumi, tādēļ tie superponējas).

Izturība prasa, lai:

$$\sigma' + \sigma_d \leqslant \sigma_{adm}.$$

Ierievji kontrolējami virsmas spiedei ar aploces spēku P_{varp}, kas aprēķinams analoģiski spēkam P_t, proti:

$$P_{varp} = \frac{PL}{r_{varp}}.$$

Sprūda tapa aprēķinama liecei; vienkāršās cilindriskās tapas aprēķinā drošības dēļ pieņemam, ka darbīgais spēks P_{spr} koncentrēts tapas

vidū; tad ar 153. zīm. apzīmējumiem lieces moments ir (pieņemot tapu par siju uz diviem brīviem atbalstiem):

$$M_{tap} = \frac{P_{spr} \cdot (b' + \delta)}{4}$$

(šeit pieņemts, ka reakcijas arī koncentrētas sienu vidū). Lai samazinātu lieces momentu un līdz ar to spriegumus, tapas vidējo daļu bieži apvirpo tievāku. Tad tā pieskaras sprūda urbuma sienai tikai urbuma galos, līdz ar ko spēks P_{spr} sadalas divās daļās un lieces moments samazinas.

Ceļamskrūves stativu parasti novieto uz sliecēm, lai vajadzības gadījumā pacelto slogu varētu pārbīdīt horizontalā virzienā ar otrās skrūves palīdzību.

Slieces kontrolē liecei iedomājoties, ka slogs Q koncentrēts vidū un pieņemot divus daudzmaz ticamus atbalstpunktus ne pārāk lielā atstatumā no galiem (sk. 153. zīm.).

Horizontalās skrūves caurmēru ņem apm. $^2/_3$ no vertikalās skrūves caurmēra. Izdarot horizontalās skrūves kontroli, jāievēro, ka šeit mums ir darīšana ar vairākiem spriegumiem.

Šīs skrūves aksialspēks Q_{hor} rodas virsmā, kur saskaras slieces ar stativu, kā berzes pretestība. Q_{hor} iedarbojas, acīmredzot, skrūvē ekscentriski. Tādēļ mums ir darīšana ar normalspriegumiem (spiedes un lieces) kā arī bīdes spriegumiem (vērpes).

Spēks Q_{hor} ir, acīmredzot:

$$Q_{hor} = \mu_{sliece} \cdot Q;$$

šeit: $\mu \cong 0{,}1$ labi eļļotām sliecēm;
$\mu \cong 0{,}15$, paviršāk apkalpojot.

Ar Q_{hor} aprēķinam spiedes spriegumus σ_d kā vertikalai skrūvei. Tālāk atrodam maksimalo lieces momentu: $Q_{hor} \cdot \frac{e}{2}$, aprēķinam lieces spriegumus no nolīdzinājuma:

$$Q_{hor} \cdot \frac{e}{2} = \frac{\pi d^3_{1\ hor}}{32} \cdot \sigma',$$

un sumējam σ_d un σ' kopējā normalspriegumā:

$$\sigma_{kop} = \sigma_d + \sigma'.$$

Tad (kā vertikalskrūvei) aprēķinam vērpes spriegumus τ' ar vērpes momentu:

$$M_{hor\ verp} \cong Q_{hor} \cdot r_{f\ hor} \cdot tg\ (\alpha + \rho_{fikt}),$$

un beidzot kontrolējam skrūvi reducētai pretestībai pēc (4) formulas, vai maksimalam bīdes spriegumam τ_{max} pēc (5) formulas.

IV. Kniežu savienojumi.

Kā jau savā laikā elementu klasifikacijā minēts, ar kniedēm savieno divas vai vairākas mašindaļas neizārdamā veidā. Ar kniedēm savienojamām mašindaļām jāuzrāda apmēram plakanas, samērā plānas, partijas; ļoti bieži pat visa mašindaļa ir tāda, proti — skārds.

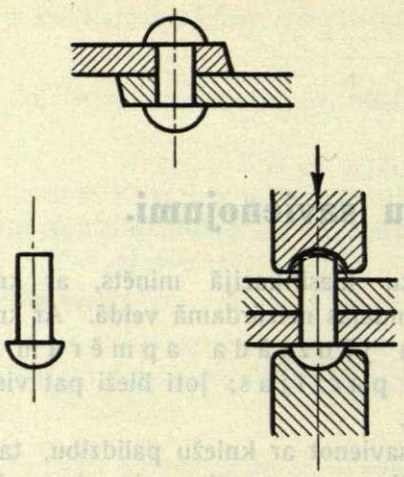
Ja divas mašindaļas vēlas savienot ar kniežu palīdzību, tajās izurbj vienu (samērā reti) vai vairākus caurumus, kuros ievada t. s. kniedes, t. i. apaļus stienīšus no relativi mīksta materiala, un tās tik tālu deformē, ka viņas piepilda caurumus un ar saviem paplašinātiem, ārā izvirzītiem galiem t. s. galvām cieši satur mašindaļas kopā (157. zīm.). Izārdīt tādu savienojumu var tikai, bojājot kniedes, proti — nocērtot galvas; pēc tam kniedes var izsist ar caursitni no to caurumiem.

Kniedēšana.

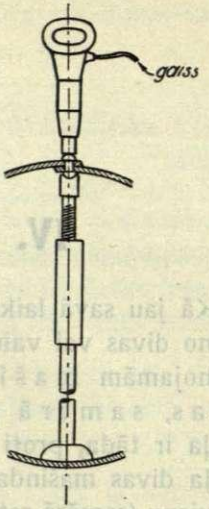
Kniedes gandrīz vienmēr pērk ar vienu jau gatavu galvu t. s. sēdamgalvu (157. zīm.). Šādu kniedi ievada mašindaļas izurbtos caurumos vai nu aukstā veidā (kas gan notiek retāk un arī tad parasti tikai ar mazām kniedēm) vai arī sakarsētā veidā, un tad otro galu deformē, kamēr iznāk otra t. s. slēdzamgalva. Šo proceduru sauc par kniedēšanu.

Kniedēt var dažādi. Visvecākais un vienkāršākais veids ir kniedēšana ar rokas veseri, lietojot kniedēšanas beigās vēl veidnīti pareizās slēdzamgalvas formas izveidošanai (157. zīm.). Kniedējot sēdamgalvu parasti attur otrs strādnieks ar smagu veseri (vislabāk ar piemērotu iedobumu, lai sēdamgalvu pārāk nedeformētu).

Tādā veidā var kniedēt aukstā un karstā stāvoklī. Auksto kniedēšanu parasti lieto tikai maziem kniežu ⌀⌀ līdz 9... 10 mm. Var gan kniedēt aukstā stāvoklī arī lielāku ⌀⌀ kniedes, bet tas nav ieteicams, jo kniedes materialu piepūlē virs tecēšanas robežas; tādēļ



157. zīm.



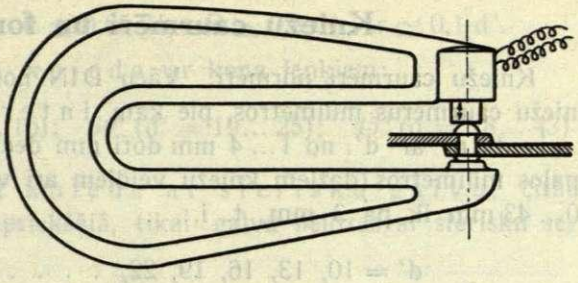
158. zīm.

tas stipri maina savu strukturu un īpašības, paliekot trauslāks. Tur, kur mums ir darīšana ar lielākiem spēkiem un savienojumu ievērojamāku sasilšanu darbā, to nekad nevajadzētu darīt, bet ja jau tas jādara, tad jāņem vara kniedes dzelzs kniežu vietā. Karsti kniedēt var apm. līdz 25... 28 mm ⌀ ⌀.

Jaunākā laikā stipri izplatīta un tiešām arī ļoti ērta un ražīga ir kniedēšana ar pneumatiskiem veseriem, kas strādā ar komprimētu gaisu. Šeit ļoti ātrus vesera sitienus izdara ar komprimētu gaisu iedarbināts virzulis; strādniekam tikai jātur aparats virs slēdzamgalvas. Sēdamgalvu šeit var atturēt tāpat ar smagu veseri vai ar specialu presīti, kā parādīts 158. zīm. Ar šādu ierīci var viegli kniedēt līdz ⌀ ⌀ ap 31... 34 mm.

Abu aplūkoto paņēmienu trūkums ir tas, ka kniedēšanu izdara ar triecieniem; neuzmanīgi rīkojoties tādēļ var bojāt savienojamās daļas. Bez tam savienojamās daļas saspiež kopā patiesībā tikai vēlāk, kad kniede pēc atdzišanas saraujas; pirmā saraušanās, kamēr kniede vēl ļoti plastiska, maz dod. No šāda viedokļa vēlams būtu izveidot kniedes slēdzamgalvu ar daudz maz lēnu spiedienu, ko sasniedz kniedējamās mašinās jeb presēs (159. zīm.). Spiediena spēku uz kniedi šeit rada ar virzuli, uz kuru iedarbojas komprimēts gaiss, šķidrums, tvaiks vai (jaunākā laikā) arī elektriski piedzīta skrūve. Slēdzamgalvas izveidošanas laikā spiedogi šeit saspiež skārdus cieši kopā, pie kam slēdzamgalvas formu rada ar attiecīgu veidnīti (kā agrāk, tikai bez triecieniem).

Dažām presēm vēl ir specials spiedogs, kas aptver galveno, un kura uzdevums ir saspiest skārdus, vēl iekams veido slēdzamgalvu.



159. zīm.

Tāda mašina strādā bez triecieniem; spiedienu uz kniedi var uzturēt tik ilgi (10... 15 sek. un vairāk; piem., tvaika katlu kniedēm tik sek., cik mm liels ir kniežu ⌀), kamēr kniede jau pietiekoši atdzisusi. Tādēļ, salīdzinot ar rokām kniedētu šuvi, skārdi paliks ciešāk kopā savilkti, jo kniede saraujoties vairs nebūs pārāk plastiska. Tomēr arī šim kniedēšanas veidam ir tas trūkums, ka ļoti daudz kas atkarājas no spiediena, ar kādu kniedē, un kura vērtība līdz šim nav īsti noskaidrota. Bach's un Baumann's ieteic 6500... 8000 kg/cm² (tvaika katlu kniedēm), kamēr Zürich'as techniskās augstskolas mēģinājumi rāda, ka varētu lietot pat 9500 kg/cm². Skaidrs, ka pārāk mazs spiediens nesaspiedīs skārdus pietiekoši kopā, kurpretim pārāk liels var tos bojāt kā arī radīt kniedēs pārāk lielas deformacijas un spriegumus pēc to atdzišanas. Tikai ļoti akurats darbs var novērst šādas iespējas.

Kniedēt ar presēm var, saprotams, ikkatru ⌀ ⌀ kniedes.

Kniežu materials.

Principiali vēlams lietot kniežu izveidošanai apmēram tādu pašu materialu, kāds sastopams savienojamās daļās; tad mums ir vislabākā garantija, ka nedz mechaniskā, nedz ķimiskā ziņā savienojumā nevarētu rasties iespaidi, kas eventuali varētu bojāt savienojumu, piem., nevienādās izplešanās vai iespējamās galvaniskās strāvas dēļ. Diemžēl, tomēr ne katrs materials noderīgs kniedēšanai. Mašinbūvniecībā un arī būvniecībā visparastākais un visvairāk lietojamais kniežu materials ir mīksts un sīksts tērauds, resp. dzelzs (Tr 34) ar $\sigma_B = 3400 \ldots 4200$ kg/cm² un $\delta_{min} \cong 20 \ldots 25\,\%$, kuram pēc noteikuma jāiztur vairākas stingras pārbaudes ar dažāda veida deformacijām (locīšanu, saspiešanu, cauruma izsišanu bez plaisām u. t. t.). Aukstai kniedēšanai un specialām vajadzībām lieto arī vēl varu un mazākos apmēros misiņu un aluminiju; šādu kniežu caurmēri, izņemot varu, reti pārsniedz 9...10 mm.

Kniežu caurmēri un formas.

Kniežu caurmēri normēti. Vācu DIN normas dod pērkamo kniežu caurmērus milimetros, pie kam intervalli pērkamām kniedēm ar d′ no 1... 4 mm doti mm decimaldaļās, no 4... 9 mm apaļos milimetros (dažiem kniežu veidiem arī vēl decimaldaļās) un no 10... 43 mm ik pa 3 mm, t. i.:

$$d' = 10,\ 13,\ 16,\ 19,\ 22,\ \ldots\ldots\ 43 \text{ mm}$$

Kniežu caurumu ⌀⌀, tā tad arī gatavu sakniedēto kniežu ⌀⌀ pēc DIN normām ir par **1 mm** lielāki (ja $d' \geqslant 10$ mm), t. i.

$$d = 11,\ 14,\ 17,\ 20,\ 23,\ \ldots\ldots\ 44 \text{ mm}$$

Tik liela spēle starp d un d' gan nebūtu vajadzīga, it sevišķi mazākiem ⌀⌀ (tur ieteic arī spēli tikai 0,3... 0,8 mm lielu).

Piezīme. Gabalu sarakstos, pasūtijumos u. t. t. raksta pērkamo kniežu ⌀⌀, t.i. d′; aprēķinos un zīmējumu izmēros figurē gatavo kniežu ⌀⌀, t. i. d.

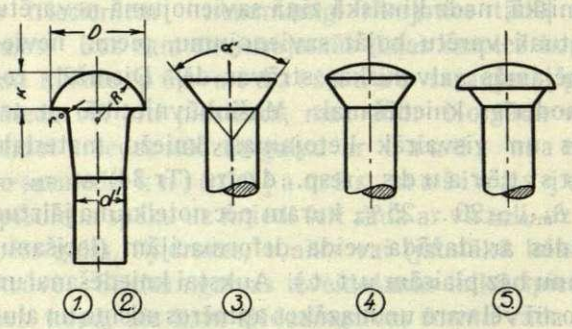
Pērkamo kniežu galvenās formas.

Pavisam tādu ir 5 (160. zīm.):

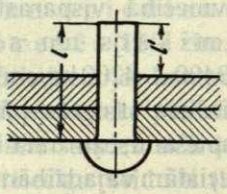
1) Pusapaļā kniede katlu būvei (ar lielāku sēdamgalvu).

Šeit: $D \cong 1{,}8\,d'$; $k \cong 0{,}7\,d'$; $R \cong 0{,}9\,d'$; $r \cong 0{,}1\,d'$.

2) Pusapaļā kniede dzelzkonstrukcijām (ar mazāku sēdamgalvu).



160. zīm.



161. zīm.

Šeit: $D \cong 1{,}6\ d'$; $k \cong 0{,}65\ d'$; $R \cong 0{,}8\ d'$; $r \cong 0{,}1\ d'$.

3) Iegremdētā kniede ar kona leņķiem:

$\alpha' = 75°$ (d' = 10... 16); $60°$ (d' = 19... 25); $45°$ (d' = 28... 43)

4) Iegremdētā kniede ar sferisku galvu; citādi tā ir tāda pati kā iepriekšējā, tikai galva beidzas ar sferisku segmentu.

5) Pusiegremdētā kniede, kuras galva sastāv no divām daļām: zemākas pusapaļas galvas un zemāka kona; tā tad šī kniede ir itin kā 1) un 3) veidu kombinacija.

Maziem ⌀⌀ līdz 10 mm normās paredzētas vēl citādas galviņas specialām vajadzībām, piem., ar lielām, zemām, noapaļotām vai koniskām galviņām (siksnu savienošanai).

Visvairāk lieto pusapaļās formas; pārējās, kas visas jāiegremdē savienojamās daļās, tikai tur, kur tas nepieciešams, jo tās stiprāk vājina savienojamās daļas. Tādi gadijumi, piem., ir visur tur, kur daļu virsmai jābūt gludai, lai vēlāk uzliktu kādu citu daļu, vai kur gar sienu plūst šķidrums ar lielu ātrumu un vēlama iespējami maza berze u. t. t.

Katram kniedes caurmēram un veidam normās paredzēta vesela rinda kātu garumu *l*. Lai varētu ērti izveidot slēdzamgalvu, kniedes gala brīvam garumam *l'* jābūt apm. (161. zīm.)

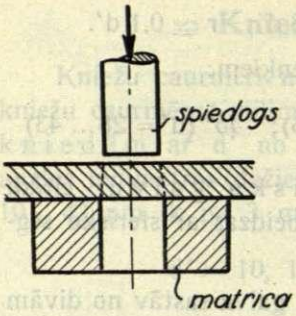
$$l' \cong (1^1/_3 ... 1^3/_4)\ d$$

Kniežu caurumu izveidošana.

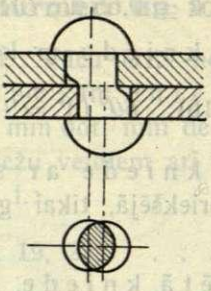
Kniežu caurumu izveidošanā lieto 3 paņēmienus: 1) štancēšanu (izspiešanu); 2) urbšanu; 3) štancēšanu un urbšanu.

Štancēšana ir vislētākais un ātrākais paņēmiens. Šeit caurumus izspiež uz preses ar spiedogu (162. zīm.), pie kam štancējamo daļu attur ar matricu.

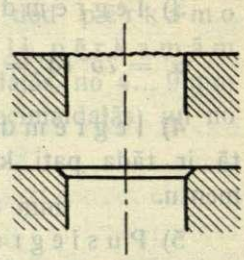
Šim paņēmienam ir vesela rinda trūkumu: 1) caurumi nav visai gludi un bez tam tie ir drusku koniski uz leju; tādēļ kniedējot tos grūti piepildīt ar kniedes materialu; 2) materialu cauruma tuvumā piepūlē pāri tecēšanas robežai: tas maina strukturu, top trausls un cietāks; tāpat gandrīz vienmēr tajā būs plaisas, kas bīstamas rievas iespaida dēļ un kas paliks arī tad, ja materialu pēc štancēšanas kvēlina, lai novērstu strukturas maiņu; 3) grūti ieturēt pareizu soli starp kniedēm abās savienojamās daļās; tādēļ pēc samontēšanas



162. zīm.



163. zīm.



164. zīm.

caurumi reti sakritīs (samērā reti būs iespējams štancēt abas daļas reizē, ar ko šo trūkumu varētu novērst).

Caurumu urbšana ir dārgākais paņēmiens; toties visi štancēšanas paņēmiena trūkumi ar to ir novērsti, un tas tādēļ principiali ir visvēlamākais.

Apmēram vidusstāvokli ieņem trešais paņēmiens: štancēšana ar vēlāku urbšanu; ar to novērš pirmā paņēmiena galvenos trūkumus; pārpūlēto materialu ar iespējamām plaisām un nepareizu virsmu izurbj un tā dabū gludus, pareizus caurumus; iepriekšējā štancēšana ietaupa dārgāko urbšanas darbu.

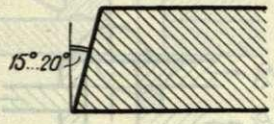
Tik drošs kā urbšana, saprotams, šis paņēmiens nav; tādēļ ļoti svarīgās vietās (piem., tvaika katlu, tiltu u. t. t. konstrukcijās), kur mums ir darīšana ar biezāku skārdu, dažreiz pat rakstīts priekšā urbt caurumus, — un kur štancēšana atļauta, tur jāpielaiž zemāki spriegumi.

Ļoti svarīgs ir noteikums, ka caurumu ģeometriskām asīm jāsakrīt pēc daļu salikšanas; kur to nevar noteikti sasniegt (šajā ziņā abu daļu caurumu urbšana reizē ir vislabākais paņēmiens), labāk izveidot caurumus par 1...2 mm mazākus, un pēc daļu salikšanas tos izvīlēt, izrīvēt vai izurbt līdz vēlamam caurmēram. Ja tas nav darīts, tad daudz labāk paplašināt caurumus, kas nesakrīt, pēc viena no minētiem paņēmieniem un lietot lielākas kniedes nekā bija paredzēts.

Caurumi, kas nesakrīt, stipri samazina kniedes šķērsgriezumu, pa lielākai daļai pat nepielaiž piepildīt caurumus, un bez tam bīstami no rievas iespaida viedokļa (163. zīm.). Nav pielaižams tādos gadijumos, diemžēl, ļoti iemīļotais caurumu paplašināšanas paņēmiens ar konisku caursitni (dornu), jo tad caurumu sienu materialu noteikti pārpūlē virs tecēšanas robežas.

Pēc caurumu izveidošanas malās paliek t. s. atskabarga, t. i. nelīdzeni, asi izvirzumi (164. zīm.); lai kniežu galvas pareizi piegultos, tā (atskabarga) rūpīgi jānoņem. Katlos un rezervuaros to sasniedz, ieurbjot t. s. mazo iegremdējumu, t. i. izveidojot nelielu konisku paplašinājumu. Dzelzskonstrukcijās bieži apmierinas ar atskabargas novīlēšanu vai noslīpēšanu.

Sakniedējamos skārda gabalus pa lielākai daļai griež ar šķērēm resp. attiecīgām mašīnām vai autogenu liesmu; kā vienā, tā otrā gadijumā materials griezuma vietas tuvumā ļoti cieš un bojājas. Tādēļ malas jānovīlē, jānofrezē, jānoēvēlē vai jānoslīpē, lai atbrīvotos no bojātā materiala; ja skārds griezts aukstā veidā, par minimumu skaita 2 mm, bet ja skārds griezts autogeni — 5 mm, kas jānoņem.



165. zīm.

Ja savienojums vēlāk mechaniskā ceļā jānoblīvē (sk. turpmāk), tad labākas un ērtākas noblīvēšanas dēļ skārda malas izveido slīpas; slīpuma leņķis ir ~ 15...20°, tā tad slīpums = $^1/_4$...$^1/_3$ (165. zīm.).

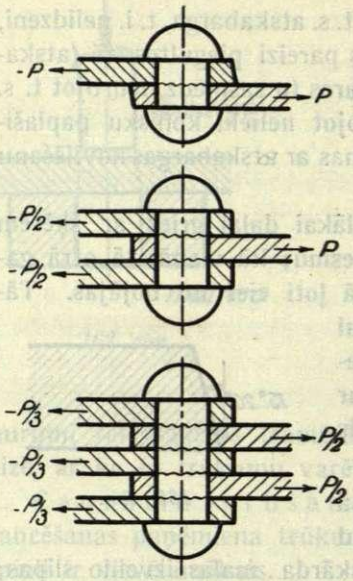
Kniežu un to savienojumu klasifikacija.

I. Pēc kniedes cirpto šķērsgriezumu skaita izšķiram (166. zīm.):
viengriežņa kniedes ar 1 cirpto šķērsgriezumu,
divgriežņu kniedes ar 2 cirptiem šķērsgriezumiem,
3, 4 un vispārīgi vairākgriežņu kniedes ar 3, 4 u. t. t. cirptiem šķērsgriezumiem (retāk sastopamas).

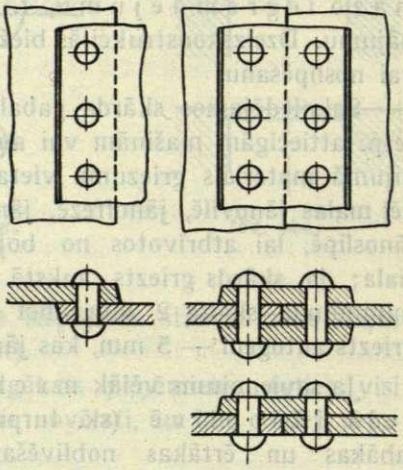
II. Pēc kniežu rindu skaita perpendikulari spēku virzienam katrā no savienojamām daļām izšķir (167. un 168. zīm.):
vienrindu savienojumus (šuves);
divrindu savienojumus (šuves); (skicē parādīta t. s. cikcak šuve; punktētā t. s. parallelšuve ir reta);
trīsrindu, četrrindu u. t. t. savienojumus (jeb šuves).

III. Pēc savienoto daļu savstarpējā stāvokļa izšķir: pārlaidu savienojumus, kur savienotās daļas pārklāj viena otru (167. zīm.), un salaidu savienojumus; šeit savienotās daļas novietotas blakus kā tiešs turpinājums un savienotas ar 1 (retāk) vai 2 lašām (uzliktņiem), sk. 168. zīm.

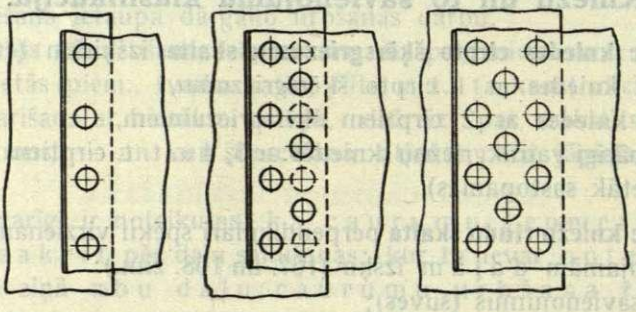
IV. Pēc savienojuma uzdevuma izšķir: 1) Izturīgos (stipros) un blīvos savienojumus. Kniedes šeit uzņem relativi



166. zīm.



168. zīm.



167. zīm.

lielus spēkus, pie kam uzstāda savienojuma absolutā blīvuma prasību. Piemēri: tvaika katli, caurules un rezervuari augstākiem spiedieniem.

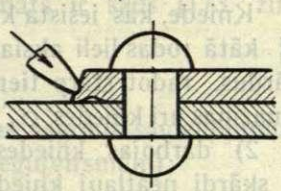
2) Blīvos savienojumus. Spēki kniedēs relativi nelieli; galvenā prasība šeit ir savienojuma absoluts blīvums. Piemēri: rezervuari šķidrumiem un gazēm ar nelielu spiedienu.

3) Izturīgos (stipros) savienojumus. Savienojuma blīvums nav svarīgs, toties kniedēm jāuzņem relativi lieli spēki. Piemēri: kniedētas sijas, tilti, jumtu fermas, krāni u. t. t.; vispārīgi dažādas dzelzskonstrukcijas.

Savienojumu noblīvēšana.

To var sasniegt dažādā veidā:

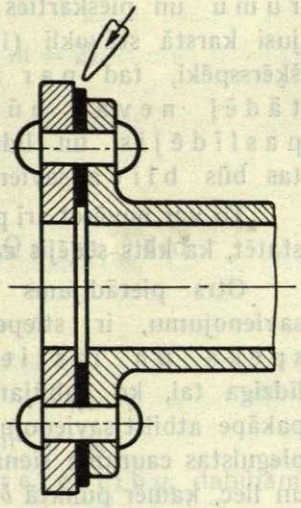
1) ievietojot starp savienojamām daļām specialu blīvēšanas starpkārtu, piem., papiru vai audeklu, kas mērcēts eļļā, pernicā, miniumķitē u. t. t.; tādu paņēmienu lieto ūdens rezervuaros ar plānām sienām (< 5...6 mm biezuma); 2) ar mechanisku blīvēšanu, lietojot kaltu un veseri (169. zīm.); ar triecieniem drusku deformē skārda malu un to cieši piespiež pie otrās savienojamās daļas. Ar to sasniedz ne tikai blīvumu, bet ievērojami palielina arī savienojuma izturību, palielinot berzi starp skārdiem (sk. turpmāk). Darbā tikai nedrīkst aiztikt ar kaltu otro savienojamo daļu; tādēļ darbs prasa uzmanību. Tāpat blīvē arī kniežu galvas. Lietot var arī pneumatisku veseri.



169. zīm.

Lai sasniegtu absolutu blīvumu, blīvējamā skārda mala nedrīkst atrasties pārāk tālu no kniedēm, tāpat arī kniežu solis (savstarpējs atstatums rindā) nedrīkst būt pārāk liels. Praksē šeit iegūti pietiekoši noteikti dati savienojuma dimensionēšanai (sk. turpmāk).

Ja mechaniski jāblīvē daļa no materiala, kas nepietiekoši deformējas (piem., ķets), tad starp daļām ievieto kāda mīkstāka materiala starpkārtu, piem., mīksta tērauda (dzelzs) vai vara, un tad to blīvē (170. zīm.).



170. zīm.

Kniežu savienojumu izveidošanas un aprēķina pamati.

Šeit varētu izšķirt divus principialus viedokļus:

1) Spēkus pārnes no vienas savienotās daļas uz otru ar berzi saskarvirsmā; šis viedoklis vairāk pieņemts mašinbūvniecībā, kur to ieveda Bach's.

b) Spēkus pārnes nevis ar berzi, bet tieši ar kniedēm, kas tādēļ piepūlētas ar cirpi un virsmas spiedi starp kniedi un urbumu; ar šādu viedokli vairāk rēķinas būvkonstrukciju aprēķinos (Preuss, Schwedler's).

Formali ir gan vienalga, kādam viedoklim pievienojas, aprēķinot kniežu savienojumu, jo kā vienā, tā arī otrā gadijumā spriegumus attiecina uz to pašu kniedes šķērsgriezumu; starpība ir tikai nosaukumā un interpretacijā, bet ne skaitliskā vērtībā.

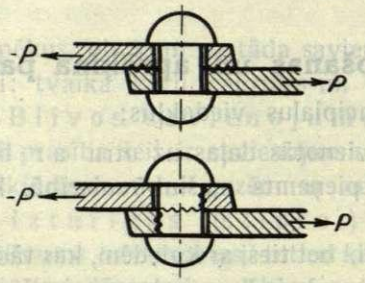
Aplūkosim tagad īsumā abus viedokļus.

a) Spēkus pārnes ar berzes palīdzību (Bach's).

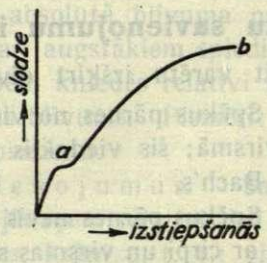
Kniede, kas iesista kvēlojošā stāvoklī, pēc atdzišanas saraujas. Tādēļ kātā rodas lieli aksiali spēki, un kniedes galvas savelk cieši kopā skārdus, radot starp tiem ievērojamu berzes pretestību. Bet līdz ar to samazinas arī kniedes ∅, jo: 1) kniedei atdziestot, samazinas visi izmēri, un 2) darbojas kniedes šķērskontrakcija, jo samērā aukstās galvas un skārdi neatļauj kniedei pietiekošā mērā saīsināties aksialā virzienā. Tādēļ pēc atdzišanas kniede nevar piepildīt caurumu un pieskarties cauruma sienām, pat ja tā to būtu darijusi karstā stāvoklī (171. zīm.). Ja vēlāk uz savienojumu iedarbojas šķērsspēki, tad par kniedes cirpi un virsmas spiedi tādēļ nevar būt runa, kamēr savienojums nav paslīdējis un līdz ar to zinamā mērā bojāts (noteikti bojāts tas būs blīva savienojuma gadijumā).

To var novērot arī praksē: nocērtot kniežu galvas, bieži var konstatēt, ka kāts sēdējis caurumā brīvi, ar spraugu.

Otrs pierādijums tam, ka normali berzes pretestība notur savienojumu, ir stiepes mēģinājumi ar veseliem savienojumiem: spēka un izstiepšanās diagramma (172. zīm.) ļoti līdzīga tai, ko dabūjam sīkstam materialam — ar pakāpi pie *a*; šī pakāpe atbilst savienojuma paslīdēšanai. Kniede šajā momentā piegulstas cauruma sienai (sk. 171. zīm. apakšā) un tālāk to jau cērp un liec, kamēr punktā *b* savienojums pārtrūkst.



171. zīm.



172. zīm.

Diagrammas partija pie *a* atbilst itin kā materialu tecēšanas robežai. Līdz šai vietai savienojums pārnes spēkus ar berzi starp daļu pieguļvirsmām. Tāpat kā materialu spriegumus nedrīkst pielaist līdz tecēšanas robežai, arī šeit — vismaz blīvos savienojumos — nedrīkst sasniegt vietu *a*, ko varētu nosaukt par slīdes pretestības robežu. Bach's tādēļ arī domā, ka vajadzētu izdarīt aprēķinus ne cirpei, bet slīdei.

Pieņemot šādu viedokli, aprēķina pamats ir šāds (173. zīm.): apzīmēsim ar:

Q — aksialspēku kniedē pēc atdzišanas;
P_1 — šķērsspēku uz 1 kniedi, kas tiecas sagraut savienojumu;
μ — berzes koeficientu (starp daļu pieguļvirsmām);
W — berzes pretestības spēku;
σ_{kn} — stiepes spriegumu kniedes kātā;
d — kniedes caurmēru;
m — cirpto šķērsgriezumu skaitu (skicē m = 2).

Noteikums, lai nenotiktu slīde, ir:

$$P_1 \leqslant W,$$

kas ar: $Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{kn}$, un $W = Q\,\mu \cdot m$ dod:

$$P_1 \leqslant \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_{kn}\,\mu\,m;$$

apzīmējot šeit: $\sigma_{kn}\,\mu\,m$ kg/cm² ar k_n
un nosaucot to par īpatnējo slīdes pretestību, dabūjam:

$$P_1 \leqslant \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_n, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I)}$$

$$\text{kur:} \quad k_n = \sigma_{kn}\,\mu\,m. \quad \ldots\ldots\ldots \text{(Ia)}$$

Ja mēs aprēķinātu kniedi cirpei, mēs, acīmredzot, dabūtu izturības nolīdzinājumu:

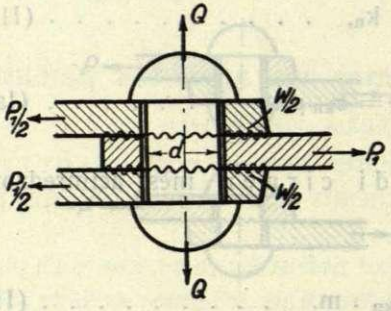
$$P_1 \leqslant \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} \cdot m. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II)}$$

Formali mēs tā tad dabūjam tādu pašu formulu kā (I); ka tajā ietilpst vēl cirpto šķērsgriezumu skaits m kā abstrakts koeficients, un (II) formulā tāda nav, atkarājas tikai no k_n definējuma veida, kā tas redzams no (Ia) formulas: šeit pieņemts ieskaitīt koeficientu m jau pašā slīdes pretestībā k_n, ko tādēļ vienmēr attiecina uz vienu kniedes šķērsgriezumu (bet ne vairākiem, kā cirpes pretestību).

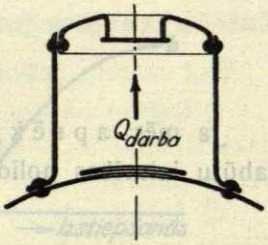
Noteikti zināt īpatnējās slīdes pretestības k_n vērtības mēs gan nevaram, jo — kā no (Ia) formulas redzams — k_n atkarājas no σ un μ vērtībām.

Ka μ ir svārstīgs lielums, kas lielā mērā atkarāsies no daļu pieguļvirsmu stāvokļa, tas ir skaidrs; vidēji (pēc Bach'a pētijumiem ar katlu skārdiem) μ svārstas robežās: $\mu \simeq 0{,}4 \ldots 0{,}45$. Tāpat svārstīgs būs stiepes spriegums kātā σ; tas atkarāsies no kniedēšanas temperaturas, kniedēšanas paņēmiena, skārda un kniedes materialu elastības u. t. t. (sk. turpmāk), t. i. no apstākļiem, kuru iespaidus noteikti paredzēt un aprēķināt nav iespējams. Tādēļ k_n vērtības jāņem, pamatojoties uz prakses datiem dažādiem savienojumu veidiem (sk. turpmāk).

No šiem praktiskiem k_n datiem ir skaidra viena, praktiski ļoti svarīga lieta: ka stiepes spriegumiem σ kniežu kātos jāatrodas ne visai tālu no tecēšanas robežas σ_s (lai sasniegtu pietiekoši lielus k_n). To rādijuši arī Bach'a un Baumann'a pētijumi. Šie spriegumi gan nav bīstami, ja tie paliek konstanti un ja galvenie spēki savienojumā darbojas perpendikulari kniežu asīm. Bet lieta ir bīstama, ja savienojumā darbojas mainīgi spēki, triecieni, vai arī, ja spēki ir paralleli kniežu asīm. Kniede nav piemērota tādos gadijumos, un tur no tās lietošanas pēc iespējas



173. zīm.



174. zīm.

jāatturas, ņemot kur vien var skrūves. Kur citas izejas nav un kniedes jālieto, tur drīkst pielaist tikai ļoti zemus stiepes spriegumus:

$$\sigma_{max} \leqslant 150...200 \text{ kg/cm}^2,$$

piem., apakšējās kniedēs tvaika katlu saustvaiķos (174. zīm.).

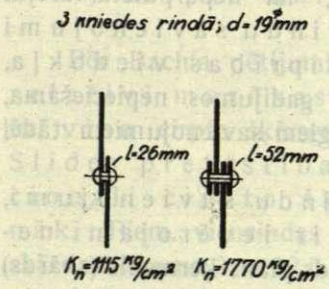
Apstākļi, kas iespaido īpatnējās slīdes pretestības k_n vērtību.

1) Kniedes garuma iespaids.

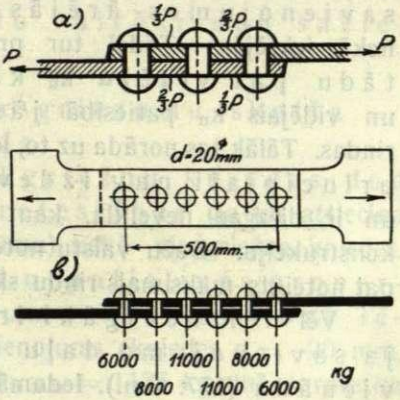
Jo garāka ir kniede, jo vairāk tā atdziestot tiecas sarauties, un tādēļ aksialspēkam Q, resp. σ un līdz ar to W un k_n jāpalielinas. To arī apstiprina Bach'a un Baumann'a mēģinājumi ar citādi vienādiem savienojumiem, kuros tikai vienā ar paliktņu palīdzību kniedes garumu palielināja (175. zīm.).

Šie mēģinājumi tomēr rādija, ka šāda sakarība starp k_n un kniedes garumu pastāv tikai līdz zinamai garuma robežai: ļoti garām kniedēm Q un σ — un līdz ar to arī W un k_n — sāk atkal samazinātīes. Tas laikam izskaidrojams ar to, ka garu kniežu gadijumā, tās kniedējot, materialu labi neiepresē caurumos, bet kniedes zinamā mērā tikai ļoga, pēc kam atdziestot kniedes vienkārši iztaisnojas.

Praktiski šī iemesla dēļ nav ieteicams ņemt kopējo savienojamo daļu biezumu, resp. kniedes darbīgo kāta garumu lielāku par (3...4)d parastām kniedēm (ceļammašinās iet arī līdz 4,5 d) un lielāku par (4...5)d iegremdētām kniedēm (ceļammašinās iet līdz 6,5d). Garāki kāti būtu arī bīstami no stiprības viedokļa: ja kniede tomēr nebija ļodzīta kniedēšanas proceduras laikā, atdziestot tajā var rasties tik lieli stiepes spriegumi, ka nolec galviņas.



175. zīm.



176. zīm.

Kur vajadzīgi lielāki garumi, jāpalielina ⌀ vai jālieto ielāgotas skrūves vai koniskās bultas.

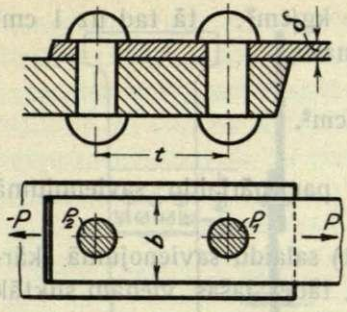
Piezīme. Iegremdētām kniedēm cilindriskais kāta garums iznāk īsāks, tādēļ, vispārīgi ņemot, to k_n ir mazāks. Šāda konstrukcija iznāk arī dārgāka un vairāk vājina savienojamās daļas; tādēļ iegremdētas kniedes bez vajadzības nav jālieto.

2) Kniežu rindu (perpendikulari spēkam) skaita iespaids.

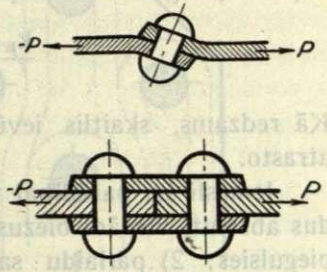
Vienāda slīdes pretestība k_n visās vietās vairākrindu savienojumā varētu rasties tikai tādā gadijumā, ja visas kniedes reizē vienādi uzņemtu spēku P, kas tiecas sagraut savienojumu. Bet tas nav iespējams, kā viegli pārliecināties (176a. zīm.): ja iedomātos, ka uzskicētā 3 rindu šuvē katra kniede uzņem $^1/_3$ P, tad augšējā skārdā starp kniedēm (skaitot no labās uz kreiso pusi) iedarbotos slodzes $^2/_3$ P un $^1/_3$ P, bet apakšējā skārdā tāds sadalijums būtu no kreisās uz labo pusi. Tā kā slodzes (resp. spriegumi) materialos ir proporcionalas deformacijām (Hook'a likuma robežās, ar kuru vienmēr rēķinamies), iznāk, ka vienā posmā deformacijām abos skārdos jābūt pavisam citādām. Tas, acīmredzot, nav iespējams bez skārdu izlocīšanas, kas tūliņ maina spēku sadalijumu.

Tādēļ kniedes uzņems spēkus pēc pavisam citāda sadalīšanas likuma, ko arī apstiprina mēģinājumi; piem., Höhn's atrada, ka 3 rindu salaidu šuvē ārējā rinda uzņēma ~ 77 %, vidējā rinda ~ 8 %, trešā ~ 15 % no visas slodzes. Arī Bach's un Baumann's atrada 6 rindu pārlaidu savienojumā, ka ārējās rindas sāka slīdēt jau ar 6.000 kg, otrās ar 8.000 kg, trešās tikai ar 11.000 kg slodzi (sk. 176b. zīm.). Tas viss norāda uz to, ka vairākrindu savienojumos ārējās rindas ir vairāk slogotas nekā iekšējās. Tādēļ tur principiali nevar rēķināties ar tādu pat **vidēju** k_n kā vienrindas savienojumā, un vidējais k_n patiesībā jāsamazina, lai nepārpūlētu ārējās rindas. Tālāk tas norāda uz to, ka vairākrindu savienojumi principiali nav izdevīgi no stiprības viedokļa, un ir diezgan neveikla, kaut arī daudzos gadijumos nepieciešama, konstrukcija. Dažu valstu noteikumos svarīgiem savienojumiem tādēļ pat noteikts maksimals rindu skaits.

Vēl neizdevīgāki ir vairākrindu savienojumi, ja savienojamo daļu elastība ir ievērojami nevienāda (177. zīm.). Iedomāsimies, kā kāds plāns ķermenis (skārds) piestiprināts pie ļoti bieza ķermeņa ar 2 rindu savienojumu; apzīmēsim



177. zīm.



178. zīm.

spēka P daļu, ko uzņem pirmā kniede plānā ķermenī, ar P_1, otrā kniede — ar P_2; tad, acīmredzot: $P = P_1 + P_2$. Spēks P_2 darbojas arī plānā skārdā starp abām kniedēm; tur stiprības nolīdzinājums būs:

$$P_2 = b\,\delta \cdot \sigma_{sk};$$

bet pēc Hook'a likuma: $\frac{\sigma_{sk}}{E_{sk}} = \frac{\Delta t}{t}$; $\sigma_{sk} = E_{sk} \cdot \frac{\Delta t}{t}$;

ievietojot to P_2, formulā, atrodam:

$$P_2 = b\delta \cdot E_{sk} \cdot \frac{\Delta t}{t}.$$

Ja apakšējais ķermenis būtu pavisam neelastīgs, tas arī skārdam neatļautu deformēties, t. i.: $\Delta t = 0$. Bet tad $P_2 = 0$, un $P_1 = P$; t. i. pirmā kniede uzņemtu visu spēku, otrā neko. Ja apakšējais ķermenis maz elastīgs, P_2 gan būtu kaut kāda — bet ļoti neliela — vērtība, un P_1 tomēr ļoti liels. Savienot ar kniedēm elastības ziņā stipri nevienādas daļas tādēļ ir diezgan bīstami, ja jālieto vairākrindu savienojumi.

3) Cirpto kniedes šķērsgriezumu skaita iespaids.

Pēc Bach'a pētijumiem vairākgriežņu kniedes dod relativi mazākas slīdes pretestības (ja tās attiecina uz visu cirpto šķērsgriezumu laukumu) nekā viengriežņa kniedes. Slīdes pretestība k_n tā tad nepalielinas proporcionali cirpto šķērsgriezumu skaitam, bet lēnāk. Piem., vienrindas pārlaidu savienojums (kniedes d = 20 mm, skārda biezums δ = 12,5 mm) deva: $k_{n\,max}$ = 1186 kg/cm², turpretim vienrindas salaidu savienojums ar 2 lašām (skārda biezums 13...14

lašu biezums 9 mm) — $k_{n\ max} \cong 1812$ kg/cm²; tā tad uz 1 cm² cirpto šķērsgriezumu kopējā laukuma iznāk:

$$\frac{k_{n\ max}}{2} \cong 906 \text{ kg/cm}^2.$$

Kā redzams, skaitlis ievērojami mazāks par pārlaidu savienojumā atrasto.

Iemesli šai parādībai ir laikam divi: 1) salaidu savienojumā skārdus absoluti vienādi biezus nekad nedabūs, tādēļ lašas vienam sliktāk piegulsies; 2) pārlaidu savienojumā darbojas spēku pāris, kas tiecas saliekt savienojumu, tādā veidā vairāk saspīlējot skārdus un palielinot berzi (sk. 178. zīm.).

4) Mechaniskās noblīvēšanas iespaids.

Šajā ziņā ļoti interesanti ir Bach'a pētijumi par slīdes pretestības robežas $k_{n\ max}$ maiņu, ņemot vienādus paraugus (skārdu biezums 12 mm; pārlaidu vienrindas savienojums ar 3 kniedēm; d = 20,5 mm) un mainot tikai noblīvējuma veidu (179. zīm.).

Savienojuma lūzumpretestība (attiecināta uz 1 cm² kniežu kopējā šķērsgriezuma) visos mēģinājumos relativi maz mainijās [starp 3178 (d) līdz 3413 (b) kg/cm²].

Slīdes pretestības vērtības turpretim ievērojami svārstijās, proti:

a) ja skārdu malas un kniežu galvas bija neblīvētas:
$k_{n\ max} = 881$ kg/cm²;

b) ja skārdu malas bija blīvētas abās pusēs, kniežu galvas neblīvētas: $k_{n\ max} = 1238$ kg/cm² (+ 40%);

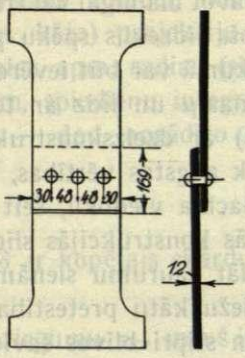
c) ja skārdu malas un kniežu galvas bija blīvētas vienā pusē:
$k_{n\ max} = 1327$ kg/cm² (+ 51%);

d) ja skārdu malas bija blīvētas abās pusēs, kniežu galvas vienā pusē: $k_{n\ max} = 1572$ kg/cm² (+ 78%);

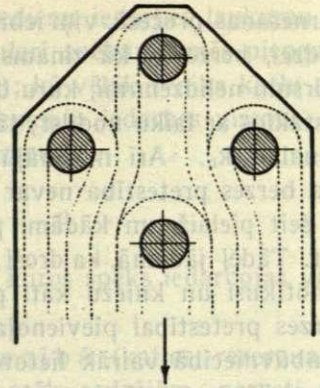
e) ja skārdu malas bija blīvētas abās pusēs, kniežu galvas abās pusēs: $k_{n\ max} = 1617$ kg/cm² (+ 84%).

Blīvēšanas iespaids, kā redzams, ir ļoti ievērojams, it sevišķi pirmā blīvēšanā [vienā pusē, — gadij. *c*)]. Tādēļ kaut vienā pusē blīvēšana visur ļoti vēlama; katlos, rezervuaros tā tik un tā vajadzīga savienojuma blīvuma dēļ.

Nupat sacītais par mechaniskās blīvēšanas iespaidu uz k_n palielināšanos attiecas gan vairāk uz relativi īsām kniedēm, kas praksē visvairāk sastopamas; garās kniedēs, kur ievērojamās deformacijas dēļ (kniedei atdziestot) k_n jau sasniedzis savu praktiski maksimalo robežu, blīvēšana maz iespaido k_n.



179. zīm.



180. zīm.

5) Kniedēšanas darba apstākļu iespaids.

Savā vietā (134. lpp.) jau bija runa par to, ka, kniedējot ar presi, ļoti lielu iespaidu uz darba kvalitati atstāj laiks, kurā iedarbina spiedienu, un arī pats spiediena lielums. Noņemot spiedienu pārāk agri, kniede būs vēl ļoti karsta un plastiska; tādēļ, preses spiedienam izbeidzoties, skārdi izplešoties viegli deformēs kniedi; atdziestot tā tādēļ mazāk savilks skārdus kopā, samazinot līdz ar to k_n. Atstājot turpretim spiedienu ilgāku laiku, kamēr kniede pietiekoši atdzisusi, var sasniegt labākus rezultatus nekā ar rokas kniedēšanu (lielākus k_n). Tālāk mēs turpat arī runājām par spiediena vērtību; pārāk mazi spiedieni nesavilks skārdus pietiekoši cieši kopā: k_n samazināsies; bet pārāk lieli spiedieni tāpat nepalielinās k_n, toties var bojāt skārdus un tā samazināt savienojuma izturību.

Saprotams, nedrīkst arī pārkarsēt kniedes, jo tad var sadedzināt materialu. Parasti sakarsē kniežu kātus līdz gaiši sarkanai kvēlei; izdevīgāka, varbūt, būtu tumši sarkanā kvēle; bet tad dažreiz nepietiek laika ievadīt kniedi caurumā un izdarīt kniedēšanas operaciju, jo kniede tad bieži būs par daudz atdzisusi.

Ka aukstā kniedēšana dos pavisam citādus un daudz mazākus k_n nekā karstā, ir skaidrs: šeit atkrīt kniedes kāta saraušanās pēc atdzišanas, tā tad arī lielākie aksialspēki kniedē.

b) Spēkus pārnes ar kniežu cirpes pretestību un virsmas spiedi.

Pret Bach'a viedokli, ka tikai berze starp daļu pieguļvirsmām pārnes spēkus, it sevišķi no būvkonstruktoru puses ceļ dažus savā ziņā svarīgus iebildumus. Nenoliedzot, ka berze spēlē ievērojamu lomu

spēku pārnešanas procesā, viņi iebilst, ka, pastāvot mainīgai vai triecienveida slodzei, berze ir, kā zinams, ļoti nedrošs līdzeklis spēku pārnešanai. Virsmu nelīdzenumi, kuru dēļ berze sākumā var būt ievērojama, šādos apstākļos ar laiku nodilst; tādēļ samazinas μ un līdz ar to tam proporcionalais k_n. Arī mēģinājumi (Preuss) ar dzelzskonstrukcijām rādija, ka berzes pretestība nevar sasniegt tik augstas vērtības, kādas (formali) šeit pielaiž, un kādām, pieņemot Bach'a viedokli, šeit vajadzētu būt. Tādēļ jādomā, ka droši vien daudzās konstrukcijās slīde jau faktiski notikusi un kniežu kāti piespiesti klāt caurumu sienām, līdz ar ko berzes pretestībai pievienojas tiešā kniežu kātu pretestība.

Mašinbūvniecībā vairāk lietotos blīvos un stipri blīvos savienojumos tādi gadījumi gan ļoti reti iespējami; tad savienojums vairs nebūs blīvs, ko tūliņ redzētu. Šeit arī pielaiž mazākas k_n vērtības, un tādēļ Bach'a viedoklis saprotams. Bet būvniecībā lietojamās stiprās konstrukcijās bieži nekā nevar redzēt, un tādēļ laikam slīde relativi bieži notiek augstāko pielaižamo spriegumu dēļ. Šeit tādēļ tiešām vajadzētu rēķināt citādi, ievērojot nevis nedrošo berzes, bet gan tiešo kniežu pretestību.

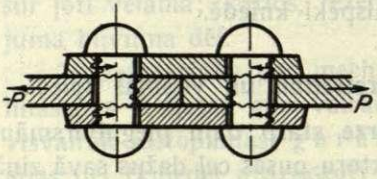
Iedomājoties ar Schwedler'u, ka, kniedēm piespiežoties pie caurumu sienām (lietderīgā kniežu dispozicijā), skārdā rodas itin kā strēmeles (180. zīm.), kas cieši aptver kniežu kātus (pa puscilindriem), — *visvienkāršākais, praksē lietojamais pieņēmums ir*, ka:

1) *kniedes nocērp* ar šīm strēmelēm;

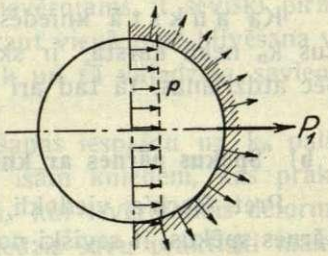
2) *spēkus no skārda uz kniedi pārnes vienmērīgi sadalīta virsmas spiede* starp kātu un skārda cauruma sienām p kg/cm².

Stiprības nolīdzinājumi tad būtu: cirpei jau agrāk atrastais (sk. 171. un 181. zīm.):

$$P_1 \leqslant \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} \cdot m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (II)$$



181. zīm.



182. zīm.

Virsmas spiedei, skaitot par spiedienu iedarbes laukumu cilindra (kniedes kāta) projekciju perpendikulari spēkam [mēs pieņemam, ka p sadalas apm. radiali (sk. 182. zīm.); kā vēlāk tvaika katlu aprēķinā redzēsim, spiedienu integracija pa pieņemto iedarbes virsmu — puscilindru — dod aprādīto likumu], atrodam:

$$P_1 \leqslant \Sigma_1\delta \cdot d \cdot p \quad \ldots\ldots\ldots \quad (III)$$

kur $\Sigma_1\delta$ ir kopējais skārdu biezums, kuros spēks iedarbojas vienā virzienā.

Spriegumu τ_{kn} m a š i n b ū v n i e c ī b ā (katlos, rezervuaros etc.) pielaiž līdz 700 kg/cm² (tur to, kā agrāk redzējām, parasti gan pieņemts interpretēt kā īpatnējo slīdes pretestību k_n, kas formali nemaina aprēķinu); būvniecības konstrukcijās pielaiž vairāk [apm. (0,8...0,85) σ], līdz 1000 ... 1280 kg/cm², un specialiem materialiem un apstākļiem pat līdz 1300...1400 kg/cm². V i r s m a s s p i e d e p pielaižama pēc dažādiem noteikumiem apm. 2 (...2,5) σ_{kn}, kaut gan labāk ņemt mazāk, — varbūt līdz 2 τ_{kn}.

Tādā veidā interpretētam un izdarītam aprēķinam tomēr tāpat kā aprēķinam, kas izdarīts slīdes pretestībai — ja vēl ne vairāk —, ir vesela rinda principialu trūkumu resp. kļūdu. Svarīgākie trūkumi būtu: (II) nolīdzinājumā pieņemts, ka bīdes spriegumi τ_{kn} sadalas vienādi pa cirpto šķērsgriezumu, un pie tam ir paralleli spēkam P_1; patiesībā tāds sadalijums nav iespējams, jo, kā zinams, šķērsgriezuma m a l ā τ_{kn} i e t t a n g e n c i a l i. Otrkārt, kniedi necērp vien, bet arī l i e c nenovēršamo spēku P momentu dēļ (sk. 171. un 181. zīm.), vienalga, kāds būtu savienojums. Par ī s t u c i r p i varētu runāt tikai tādā gadijumā, ja kniede absoluti cieši piepildītu urbumu; ar karsto kniedēšanu to — kā redzējām — sasniegt gandrīz nevar. Vienīgi iedzenot a u k s t ā stāvoklī kniedi, kuras caurmērs ir 1...2 mm lielāks par urbuma ⌀, mēs varētu tuvoties tīrai cirpei; bet šāds kniedēšanas veids ir samērā rets un dārgs; bez tam tas nav drošs (sk. 133. lpp.). Lieces iedarbība arī groza τ_{kn} sadalijumu, un rezultatā tas ir diezgan nevienmērīgs. Domājams, ka τ_{max} būs vismaz par $^1/_3$ lielāks, t. i.: $\tau_{max} = 1{,}333\ \tau_{kn}$, kur τ_{kn} ir vidējais, pa visu šķērsgriezuma virsmu vienmērīgi sadalīti domātais spriegums, kas figurē (II) formulā. Pierādijumu sk. turpmāk.

Tāpat principiali nepareizs ir pieņēmums, uz kuru pamatojas virsmas spiedes nolīdzinājums (III), ka virsmas spiede p sadalas vienmērīgi pa pieguļvirsmām (puscilindriem); tas patiesībā itin ne ar ko nav pamatots. Ja mēs izdaram (gan arī nepareizu un nepilnīgu, tomēr jau ticamāku) pieņēmumu, ka skārda deformacijas spēka virzienā ir vienādas,

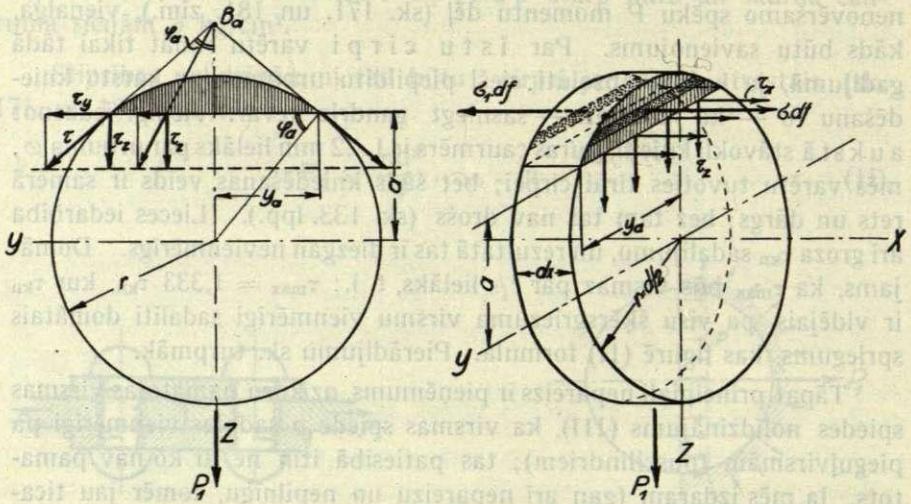
tad mēs atrodam, ka spiedieni sadalas nevienmērīgi, pie kam $p_{max} \cong$ $\cong 1{,}27\ p$ (kur p ir vienmērīgi sadalīti domātais v i d ē j a i s spiediens). Pierādijumu sk. turpmāk.

Vēl ļaunāka top lieta, ja aplūkojam, kādu iespaidu atstāj spēku P_1 moments uz p sadalijumu; tad mēs atrodam, ka: $p_{max} \cong 7\ p$, t. i. m a k s i m a l a i s s p i e d i e n s v a r ē t u b ū t p a t 7 k ā r t ī g i l i e l ā k s nekā aprēķinā pieņemtais vidējais p (pierādijums turpmāk). Ja nu pielaiž pat tikai $p = 2000\ kg/cm^2$, kas būvkonstrukcijās nav nekas neparasts, tad mēs dabūtu $p_{max} \cong 14.000 \ldots 15.000\ kg/cm^2$, kas jau tālu pārsniedz materialu izturības robežas. Ka kniežu savienojumi praksē tomēr vispārīgi nebojājas, norāda uz to, ka ar t ā d i e m spriegumiem mums faktiski nav darīšanas, un ka tomēr b e r z e starp pieguļvirsmām uzņem ja ne visu, tad ievērojamu spēku daļu.

Kopā savelkot sacīto, redzam, ka aprēķinam pēc otrā viedokļa, salīdzinot ar pirmo, nekādas sevišķas teoretiskas priekšrocības nav; kā τ_{kn}, tā arī p ir tikai v i d ē j i f i k t i v i l i e l u m i, un tādēļ aprēķina p r a k t i s k ā vērtība atkarājas no tā, cik noderīgus skaitliskus τ_{kn} un p datus prakse var dot.

P i e r ā d i j u m i τ_{kn} u n p s a d a l ī š a n a s l i k u m i e m.

Uz kniedi iedarbojas vertikals šķērsspēks P_1, kas cērp un loka kniedi (183. zīm.). Cirptā šķērsgriezuma malā, kā zinams, τ iet tangenciali (sk. kreiso skici); τ var sadalīt horizontalā komponentē τ_y un vertikalā komponentē τ_z.



183. zīm.

Iedomāsimies cirptā šķērsgriezuma tuvumā — dx atstatumā — izdarītu vēl otru transversalgriezumu, un ar horizontalplakni a atstatumā no xy plaknes nogrieztu bezgalīgi plānu ripas segmentu. Uzstādīsim šī segmenta līdzsvara nolīdzinājumu (spēkiem horizontalā, resp. aksialā virzienā).

Ievērojot, ka lieces momenta dēļ uz segmenta pieres plaknēm iedarbojas normalspriegumi σ, resp. σ_1, un uz horizontalplakni bīdes spriegumi τ_x (x ass virzienā), atrodam:

$$\int_{F\ pier} \sigma_1\, df - \int_{F\ pier} \sigma \cdot df = \int_{F\ plakn} \tau_x \cdot df.$$

(Kopspēku pielikšanas punkti, acīmredzot, nesakrīt, tādēļ dabūsim segmentā arī lieces spriegumus).

Apzīmējot momentu pirmā šķērsgriezumā ar M, otrā ar M + dM, atrodam maksimalos lieces spriegumus:

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{J}, \quad \text{resp.:} \quad \sigma_{1\,max} = \frac{(M + dM) \cdot r}{J};$$

ievērojot tālāk, ka spriegumi citās vietās ir:

$$\frac{\sigma}{z} = \frac{\sigma_{max}}{r},$$

t. i. tie ir proporcionali atstatumiem līdz xy plaknei, atrodam (ievietojot σ_{max} izteiksmes):

$$\sigma = \frac{M \cdot z}{J}, \qquad \text{resp.:} \qquad \sigma_1 = \frac{(M + dM)\, z}{J}.$$

Laukuma elements df pieres virsmās ir: $df = 2y \cdot dz$.
Apzīmējot leņķi starp z asi un aploces tangenti ar φ, atrodam vispārīgi:

$$y = r \cos \varphi; \quad z = r \sin \varphi \quad (\text{ja } z = a, \text{ tad } y = y_a).$$

Tālāk diferencējot, atrodam: $dz = r \cos \varphi\, d\varphi$.

Ievietojot y, z un dz izteiksmes σ un df formulās, atrodam ar:

$$J = \frac{\pi r^4}{4}:$$

$$\sigma = \frac{4\, M\, r \sin \varphi}{\pi r^4} = \frac{4\, M \sin \varphi}{\pi r^3}, \quad \text{un analoģiski:}$$

$$\sigma_1 = \frac{4\,(M + dM) \sin \varphi}{\pi r^3};$$

bez tam: $df = 2\, r^2 \cos^2 \varphi\, d\varphi$.

Ar to līdzsvara nolīdzinājuma kreisā puse pārveidojas (ar integrācijas robežām φ_a un $\pi/_2$):

$$\int_{F\ pier} \sigma_1 \cdot df - \int_{F\ pier} \sigma \cdot df =$$

$$= \int_{\varphi_a}^{\pi/2} \frac{4\,(M + dM)\sin\varphi}{\pi r^3} \cdot 2\,r^2 \cos^2\varphi\, d\varphi - \int_{\varphi_a}^{\pi/2} \frac{4\,M \sin\varphi}{\pi r^3} \cdot 2\,r^2 \cos^2\varphi\, d\varphi =$$

$$= \frac{8\,dM}{\pi r} \int_{\varphi_a}^{\pi/2} \cos^2\varphi \sin\varphi\, d\varphi \text{ (jo M neatkarīgs no } \varphi) =$$

$$= -\frac{8\,d\,M}{\pi r} \int_{\varphi_a}^{\pi/2} \cos^2\varphi \cdot d\cos\varphi = -\frac{8\,d\,M}{\pi r} \left| \frac{\cos^3\varphi}{3} \right|_{\varphi_a}^{\pi/2} = \frac{8\ dM\ \cos^3\varphi_a}{3\pi_r}.$$

Līdzsvara nolīdzinājuma labo pusi arī viegli pārveidot: par τ_x sadalijumu visvienkāršākais un arī ticamākais pieņēmums ir tas, ka τ_x ir vienādi pa visu horizontalo griezuma plakni; stingri pierādīt to gan nevar, bet, acīmredzot, malas noteikums, ka τ_x tur jāiet tangenciali, ir izpildīts (griezuma plakne ir taisnstūris). Bet tā kā griezuma plakne ir perpendikulara cirptam šķērsgriezumam, tad, kā zinams, bīdes spriegumam τ_x jālīdzinas bīdes spriegumam τ_z z ass virzienā: $\tau_x = \tau_z$.

Viss horizontalplaknes laukums ir: $F_{plakn} = 2\,y_a \cdot dx$, kas ar: $y_a = r\cos\varphi_a$ dod: $F_{plakn} = 2\,r\cos\varphi_a\,dx$, un līdzsvara nolīdzinājuma labo pusi:

$$\int_{F\,plakn} \tau_x \cdot df = 2\,r\cos\varphi_a\,dx \cdot \tau_z.$$

Ar to līdzsvara nolīdzinājums pieņem formu:

$$\frac{8\,d\,M\cos^3\varphi_a}{3\,\pi r} = 2\,r\cos\varphi_a\,dx \cdot \tau_z, \qquad \text{no kurienes:}$$

$$\tau_z = {}^4/_3 \frac{\cos^2\varphi_a}{\pi\,r^2} \frac{d\,M}{dx};$$

$$\text{bet, kā zinams: } \frac{d\,M}{dx} = P_1 \text{ (šķērsspēkam);}$$

$$\text{tādēļ: } \tau_z = \frac{4\cos^2\varphi_a \cdot P_1}{3\,\pi\,r^2}.$$

Ar to atrastas bīdes spriegumu šķērsgriezumā vertikalās komponentes, kas atkarājas (ar pieņēmumu: τ_x = const horizontalplaknē) tikai no φ_a, resp. horizontalplaknes augstuma a virs xy plaknes; tā tad ikkatrā horizontalplaknē τ_z = const.

Kādas ir bīdes spriegumu horizontalkomponentes τ_y, mēs gan noteikti nezinam; tās noteikti zinamas tikai malās, kur τ iet tangenciali: $\tau_y = \tau \sin \varphi_a$, bet vidū jātaisa kāds pieņēmums. Visvienkāršākais un diezgan ticamais pieņēmums ir tāds, ka visi τ virzieni iet caur vienu punktu (B_a) uz z ass, jo tad horizontalkomponentes pamazām pāriet no $+\tau_x$ (pa kreisi) uz $-\tau_y$ (pa labi). Bet ja arī sadalīšanas likums būtu citāds, tas šeit nebūtu svarīgs, ja tikai nekur horizontalkomponentes nebūtu lielākas nekā malās. Nav domājams, ka t ā d s sadalijums varētu eksistēt.

Pieņemot tā tad, ka horizontalkomponentes ir vislielākas malās, mēs dabūjam vislielāko bīdes spriegumu aplūkotā šķērsgriezumā no:

$$\tau = \frac{\tau_z}{\cos \varphi_a},$$

vai, ievietojot τ_z izteiksmi: $\tau = \frac{4 \cos \varphi_a \cdot P_1}{3 \pi r^2}$.

V i s l i e l ā k o τ_{max} v ē r t ī b u a t r o d a m, ja $\varphi_a = 0$, — t. i. n e i t r a l ā a s ī (y asī):

$$\tau_{max} = {}^4/_3 \cdot \frac{P_1}{\pi r^2};$$

$$\text{bet: } \frac{P_1}{\pi r^2} = \tau_{kn},$$

t. i. v i d ē j a m spriegumam, pieņemot vienādu sadalijumu pa cirpto šķērsgriezumu; ar to pierādīts 151. lpp. atzīmētais konstatējums, ka: $\tau_{max} = {}^4/_3 \tau_{kn}$.

V i r s m a s s p i e d i e n u s a d a l i j u m s p a p i e g u ļ v i r s m u (p u s c i l i n d r u).

Neievērojot lieci, ticamāku spiediena p sadalijuma likumu iegūsim, ja skārda deformacijas $e_n e_n$ (184. zīm.) spēka P_1 iedarbes virzienā būs pieņemtas vienādas; tas gan iespējams, acīmredzot, tikai tad, ja kniede pavisam nedeformējas, bet paliek apaļa un vienīgi pārbīdas pa $e_n e_n$ uz leju. Ar īstenību tas, saprotams, nesakrīt, tomēr jau vairāk tai tuvojas, nekā absoluti patvaļīgais pieņēmums par virsmas spiedienu vienmērīgo sadalijumu, uz kuru bazējas praktiskais aprēķins.

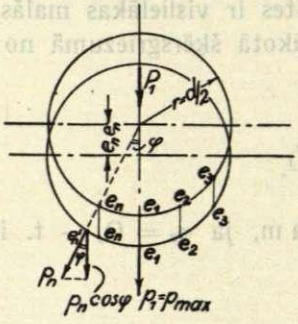
Tā tad pieņemam: $e_1 e_1 = e_2 e_2 = e_3 e_3 = \ldots\ldots = e_n e_n = \text{const}$.

Virsmas spiedieni iet radiali un uz Hook'a likuma pamata proporcionali attiecīgai deformacijai radialā virzienā $e_n e_n'$, kas $e_n e_n'$ mazuma dēļ gandrīz līdzinas: $e_n e_n' \cong e_n e_n \cos \varphi$; tā tad:

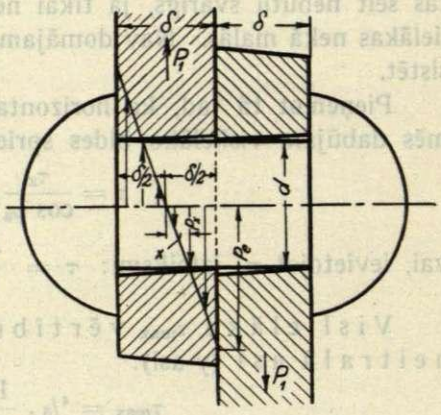
$$\frac{p_n}{p_1} = \frac{e_n e_n \cos \varphi}{e_1 e_1 \cos \varphi_1} = \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_1};$$

bet: $\cos \varphi_1 = 1$ (jo $\varphi_1 = 0$), un tādēļ: $p_n = p_1 \cos \varphi$. Acīmredzot, p_1 ir maksimalā iespējamā spiediena vērtība, jo šeit pārbīde radialā virzienā ir vislielākā, proti: $e_1 e_1 = e_n e_n$ (jo $\cos \varphi_1 = 1$). Apzīmējot p_1 ar p_{max}, dabūjam:

$$p_n = p_{max} \cos \varphi.$$



184. zīm.



185. zīm.

Līdzsvara noteikumu dabūsim, ja integrēsim p_n **vertikalkomponentes** (spēka P_1 virzienā) pa visu puscilindru garumā $\Sigma_1 \delta$ [kā (III) nolīdzinājumā]; dabūjam:

$$P_1 = 2 \int_0^{\pi/2} p_n \cos \varphi \cdot \Sigma_1 \delta \cdot r \, d\varphi = 2 r \Sigma_1 \delta \int_0^{\pi/2} p_{max} \cos^2 \varphi \, d\varphi =$$

$$= d \cdot \Sigma_1 \delta \cdot p_{max} \int_0^{\pi/2} \cos^2 \varphi \, d\varphi =$$

$$= d \cdot \Sigma_1 \delta \cdot p_{max} \int_0^{\pi/2} \frac{1 + \cos 2\varphi}{2} d\varphi =$$

$$= d \cdot \Sigma_1 \delta \cdot p_{max} \left| \frac{\varphi}{2} + \frac{\sin 2\varphi}{4} \right|_0^{\pi/2} = d \cdot \Sigma_1 \delta \cdot p_{max} \cdot \frac{\pi}{4}.$$

No šejienes:

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_1}{d \cdot \Sigma_1 \delta} \cong 1{,}27\, p,$$

kur ar p apzīmēts, kā redzams, vidējais virsmas spiediens praktiskā aprēķinā pieņemtam vienmērīgam sadalijumam [sk. (III) nolīdzinājumu]. Ar to pierādīts 152. lpp. izteiktais konstatējums, ka virsmas spiedienu maksimalā vērtība $p_{max} \cong 1{,}27\ p$.

Virsmas spiedienu sadalijums spēku P_1 momenta dēļ.

Pieņemsim vienkāršāko gadijumu: pārlaidu savienojumu un abu skārdu biezumu δ vienādu; tad lieces moments ir:

$$M = P_1 \cdot \delta.$$

Ja pieņemam tālāk, ka kniede griežas urbumā ap skārdā ievietotā gabala viduspunktu, tad, ievērojot M, spiedieniem jāsadalas pa urbuma sienām aksialā virzienā nevienādi: piem., kreisā skārdā (185. zīm.) kniede spiedīs uz augšējo urbuma sienu kreisā malā, uz apakšējo sienu — labā malā. Tikai tā dabūsim spiedienu reakciju momentu, kas līdzsvaros $M = P_1 \delta$.

Pieņemot visvienkāršāko un izdevīgāko spiedienu sadalijumu, pēc linearā likuma (praksē gan, laikam, nekad tik izdevīgi apstākļi nebūs: neviena siena neuzņems spiedienus pa visu $\frac{\delta}{2}$, kas šeit pieņemts), līdzsvara noteikums (starp spēku P_1 momentu un spiedienu reakciju momentu) būs:

$$M = P_1 \delta = \int_{-\delta/2}^{+\delta/2} p_x \cdot d \cdot d_x \cdot x.$$

Šeit, kā (III), nolīdzinājumā spiedieni ņemti uz pieguļvirsmas projekciju, kas ir perpendikulara P_1.

Apzīmējot vislielāko spiedienu skārda malās ar p_1, dabūjam, acīmredzot:

$$p_x = p_1 \cdot \frac{x}{\delta/2};$$

ievietojot to līdzsvara nolīdzinājumā, atrodam:

$$P_1 \cdot \delta = \int_{-\delta/2}^{+\delta/2} p_e \cdot \frac{2x}{\delta} \cdot d \cdot dx \cdot x = \frac{2 p_e \cdot d}{\delta} \int_{-\delta/2}^{+\delta/2} x^2\, dx =$$

$$= \frac{2 p_e \cdot d}{\delta} \left| \frac{x^3}{3} \right|_{-\delta/2}^{+\delta/2} = \frac{p_e \cdot d\, \delta^2}{6},$$

no kurienes:

$$p_e = \pm 6 \cdot \frac{P_1}{d\,\delta} = \pm 6 \cdot p, \qquad \text{kur: } p = \frac{P_1}{d\,\delta}$$

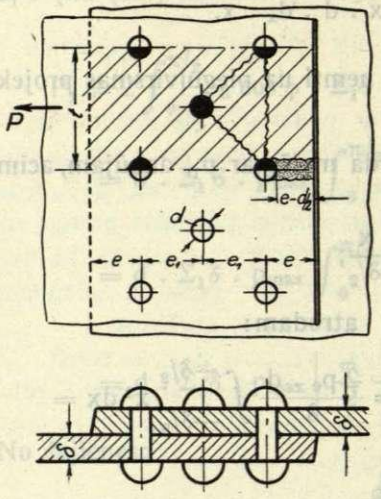
ir vienmērīgi sadalītais vidējais virsmas spiediens pēc (III) formulas.

Spiediens p_1 radies tikai no P_1 momenta; sumējot to ar spiedienu $p = \frac{P_1}{d\,\delta}$, kas radies no tiešās P_1 iedarbības, atrodam, ka p_{max} (skicē apakšā labajā cauruma malā) var līdzināties: $p_{max} = 7\,p$, ko mēs jau konstatējam 152. lpp. Pie tam vēl nav ievērots, ka spiediena sadalijums pa puscilindru nav vienmērīgs (sk. 155. lpp.), kas vēl vairāk pasliktina apstākļus.

Kniežu šuvju stiprības aprēķina pamati.

Mašinbūvniecībā ar kniedēm visbiežāk savieno plakanas, samērā plānas mašinu vai elementu daļas — pa lielākai daļai skārdus, vai arī skārdus ar profildzelžiem savā starpā. Šāda veida savienojumus bieži sauc vienkārši par šuvēm; šuves parasti pieder pie blīviem vai stipriem un blīviem savienojumiem.

Blīvumam nekādi praksei noderīgi teoretiski aprēķini nav iespējami; šeit pamatojas vienkārši uz praktiskiem datiem, izvēloties ne pārāk lielu soli t, t. i. atstatumu starp kniežu centriem rindā [blīvos savienojumos $t \leqslant 8\,\delta$ (kur δ — skārda biezums), resp. $t \leqslant 3{,}5\,d$; bet $t \geqslant (2{,}2 \ldots 2{,}6)\,d$, jo citādi grūti izveidot slēdzamgalvas]. Stiprības aprēķins turpretim — ja arī ne teoretiski pareizā veidā, kā jau runājām agrāk — iespējams.



186-a zīm.

Turpmāk mēģināsim noskaidrot, kā apmēram jādimensionē šuves, lai stiprības noteikumi būtu izpildīti.

Aplūkosim reizē pārlaidu un salaidu savienojumus, uzrakstot vispirms galvenos stiprības noteikumus elementarā veidā; ar P apzīmēsim spēku uz kniežu soli t, ar n — kopējo cirpto kniežu

skaitu solī. Ar vienādām rindām salaidu šuves konstruē tikai līdz 3 rindām (vairākrindu šuves neizdevīgas, dažreiz pat aizliegtas, sk. 146. lpp.). Ja rindu skaits > 3, ārējās rindās kniedes novieto retāk; ļoti bieži to dara jau arī 2 un 3 rindu šuvēs.

Stiprības nolīdzinājumi (sk. 186. a un b zīm.)

pārlaidu suvēm: salaidu šuvēm ar 2 lašām:

Kniežu cirpei (pieņemot vienmērīgu τ_{kn} sadalijumu)

$$P = n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn}. \quad | \quad P = 2n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Kniežu virsmas spiedei (pieņemot vienmērīgu p sadalijumu)

$$P = n \cdot d \cdot \delta \cdot p. \quad | \quad P = n \cdot d \cdot \delta \cdot p. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Skārda cirpei: malējā kniede izraujas no skārda:

$$P/n = 2\,(e - d/_2) \cdot \delta \cdot \tau_{sk}. \quad | \quad P/n = 2\,(e - d/_2) \cdot \delta \cdot \tau_{sk}. \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

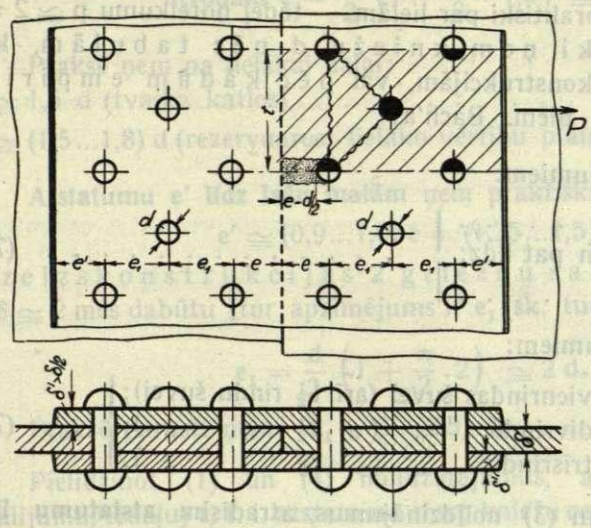
Skārda stiepei vājinātā šķērsgriezumā (pieņemot vienmērīgu σ_{sk} sadalijumu):

$$P = (t - d) \cdot \delta \cdot \sigma_{sk}. \quad | \quad P = (t - d)\,\delta \cdot \sigma_{sk}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Skārda stiepei diagonalēs starp I un II rindas kniedēm: (tikai vairākrindu šuvēm!)

$$P = 2\,(\sqrt{e_1^2 + t^2/4} - d) \cdot \delta \cdot \sigma_{sk} \cdot \alpha. \quad | \quad P = 2\,(\sqrt{e_1^2 + t^2/4} - d) \cdot \delta \cdot \sigma_{sk} \cdot \alpha. \quad (5)$$

Šeit α ir skaitliskais koeficients, kura vērtību varētu pieņemt apmēram: $\alpha \cong 0{,}8 \ldots 0{,}85$.



186-b zīm.

Kā redzams (5) formulas labajā pusē skārda diagonalie šķērsgriezumi nav ņemti perpendikulari P virzienam. Tas ir gan saskaņā ar Schwedler'a schemu (180. zīm.), ja iedomājamies, ka skārdā eksistē strēmeles, kas līdzīgi virvēm cieši aptver kniežu kātus, un kuros spriegumi σ_{sk} iedarbojas strēmeļu asu virzienā. Tomēr praktiskie mē-

ģinājumi rāda, ka tādā gadijumā zinama korrektura vajadzīga, jo faktiskie apstākļi laikam ir citādi (bez stiepes iedarbojas arī cirpe). Tādēļ spriegumi σ_{sk} diagonalos griezumos reizināti ar empiriski konstatēto korrekcijas koeficientu $\alpha \cong 0{,}8...0{,}85$.

Piezīme. **Lašu biezumu** δ' vienādām lašām ņem $\delta' = (0{,}6...0{,}7)\,\delta$, nevienādām pat $\delta' = 0{,}8\,\delta$; biezākas lašas neņem, lai lašu un skārdu elastība par daudz neatšķirtos (sk. 147. lpp.). Lielāka kopējā biezuma dēļ lašu stiprības aprēķini, acīmredzot, atkrīt.

Izejot no šiem elementariem nolīdzinājumiem, varētu, ja vēlas, dimensionēt resp. kontrolēt šuves (ko tādā veidā praksē gandrīz nemaz nedara).

Pielīdzinot (1) un (2) nolīdzinājumus un pielaižot $p \cong 2\tau_{kn}$ sk. 151. lpp.), atrodam **kniedes caurmēru d** atkarībā no skārda biezuma δ:

Pārlaidu savienojumiem:

$$\frac{n\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} \cong nd\delta \cdot 2\tau_{kn}; \qquad d \cong \frac{8\delta}{\pi} \cong 2{,}54\,\delta \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Salaidu savienojumiem:

$$\frac{2n\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} \cong nd\delta \cdot 2\tau_{kn}; \qquad d \cong \frac{4\delta}{\pi} \cong 1{,}27\,\delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6a)$$

Praksē šādas *d* vērtības gandrīz nelieto; pārlaidu savienojumiem tās tik un tā būtu praktiski par lielām — tādēļ noteikumu $p \cong 2\tau_{kn}$ nepilda. Praktiski ņem kniežu d pēc tabulām, kādas dotas dažādām konstrukcijām, vai pēc kādām empiriskām formulām, piem., Bach'a:

Pārlaidu savienojumiem:

$$\left.\begin{array}{l} d = \sqrt{5\delta} - 0{,}4 \text{ cm}; \quad . \quad . \quad . \quad . \\ \text{stiprām konstrukcijām pat līdz:} \\ d = \sqrt{5\delta} - 0{,}2 \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Salaidu savienojumiem:

$$\left.\begin{array}{l} d = \sqrt{5\delta} - 0{,}5 \text{ cm vienrindas šuvei (arī } 1\tfrac{1}{2} \text{ rindu šuvei);} \\ d = \sqrt{5\delta} - 0{,}6 \text{ „ divrindu „ („ } 2\tfrac{1}{2} \text{ „ „);} \\ d = \sqrt{5\delta} - 0{,}7 \text{ „ trīsrindu „ („ } 2\tfrac{2}{2} \text{ „ „).} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad (7a)$$

Pielīdzinot (1) un (3) nolīdzinājumus, atradīsim **atstatumu līdz skārda malai e** kā d funkciju:

Pārlaidu šuvēm:

$$\frac{n\pi d^2}{4}\tau_{kn} = 2n\left(e - \frac{d}{2}\right)\delta.\tau_{sk}; \qquad e = \frac{d}{2}\left(1 + \frac{\pi}{4}\cdot\frac{d}{\delta}\cdot\frac{\tau_{kn}}{\tau_{sk}}\right) . \quad (8)$$

Salaidu šuvēm:

$$\frac{2n\pi d^2}{4}\tau_{kn} = 2n\left(e - \frac{d}{2}\right).\delta\tau_{sk}; \qquad e = \frac{d}{2}\left(1 + \frac{\pi}{2}\cdot\frac{d}{\delta}\cdot\frac{\tau_{kn}}{\tau_{sk}}\right) . \quad (8a)$$

Piezīme. Praktiski gandrīz vienmēr var skaitīt, ka $\tau_{kn} = \tau_{sk}$.

τ pēc dažādiem noteikumiem ņemams: $\tau \cong (0{,}8...0{,}85)\sigma$. Kniede pērkamā stāvoklī parasti mīkstāka par skārda materialu: kniežu dzelzij $\sigma_B \cong 3400...4200$ kg/cm²; bet iekniedētā stāvoklī tā top cietāka un trauslāka: $\sigma_B = 3700...4500$ kg/cm². Katlu skārdam visvairāk lieto dzelzi ar: $\sigma_B = 3500...4400$ kg/cm², rezervuariem un dzelzskonstrukcijām ar: $\sigma_B = 3700...4500$ kg/cm². Tā tad $\tau_{kn} \cong \tau_{sk}$ ir pamatots.

Ņemot tālāk vēl:

pārlaidu šuvēm lielāko: $\frac{d}{\delta} \cong 2$ (faktiski $\frac{d}{\delta} \cong 1{,}9...1{,}2$),

atrodam: $e = \frac{d}{2}\left(1 + \frac{\pi}{4}\cdot 2\right) \cong 1{,}32\,d$;

salaidu šuvēm lielāko $\frac{d}{\delta} = 1{,}3$ $\left(\text{faktiski } \frac{d}{\delta} \cong 1{,}3...1{,}0\right)$,

atrodam $e = \frac{d}{2}\left(1 + \frac{\pi}{2}\cdot 1{,}3\right) \cong 1{,}5\ d$.

Praksē ņem pa lielākai daļai:

$e \cong 1{,}5\ d$ (tvaika katlos) . . . . . (9)

$e \cong (1{,}5...1{,}8)\ d$ (rezervuaros; lielāko vērtību plāniem skārdiem) (9a)

Atstatumu e' līdz lašu malām ņem praktiski:

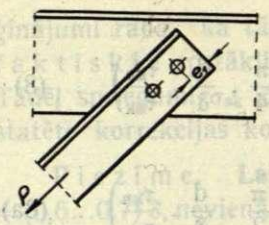
$e' \cong (0{,}9...1{,}0)\,e = (1{,}35...1{,}5)\,d$. . . . . (10)

Dzelzskonstrukcijās 2 griežņu savienojumiem ar $d/\delta \cong 2$ mēs dabūtu [tur apzīmējums ir e_1 (sk. turpmāk un 187. zīm.)]:

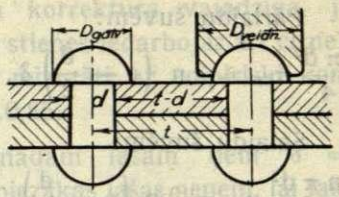
$$e_1 = \frac{d}{2}\left(1 + \frac{\pi}{2}\cdot 2\right) \cong 2\,d.$$

Praksē parasti ņem: $e_1 = (2...2{,}5)\ d$. . . . . (11)

Pielīdzinot (1) un (4) nolīdzinājumus, atradīsim **kniežu soli** (dalijumu, iedaļu) t, t. i. atstatumu starp kniežu centriem P spēkam perpendikulārā rindā, kā d funkciju:



187. zīm.



188. zīm.

Pārlaidu savienojumiem:

$$n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \tau_{kn} = (t - d)\,\delta \cdot \sigma_{sk}; \quad t = d\left(1 + \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot \frac{d}{\delta} \cdot \frac{\tau_{kn}}{\sigma_{sk}}\right) \ldots \quad (12)$$

Salaidu savienojumiem:

$$2n \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} = (t - d)\,\delta \cdot \sigma_{sk}; \quad t = d\left(1 + \frac{\pi}{2} \cdot n \cdot \frac{d}{\delta} \cdot \frac{\tau_{kn}}{\sigma_{sk}}\right) \quad (12a)$$

t, acīmredzot, atkarājas no n, tādēļ katram rindu skaitam (pieņemot vienādus pārējos apstākļus) iznāk citāds t. Par attiecību d/δ mēs jau runājām 160. lpp., aplūkojot d atkarību no δ. Tāpat 161. lpp. bija atzīmēti visparastākie σ_B lietojamiem materialiem;

$\frac{\tau_{kn}}{\sigma_{sk}}$ būs pēc noteikumiem visbiežāk: $\frac{\tau_{kn}}{\sigma_{sk}} \cong 0{,}80 \ldots 0{,}85$.

Ar (12) un (12a) formulu palīdzību varētu atrast resp. kontrolēt t. Parasti gan t ņem no kādām tabulām vai empiriskām formulām, kādas lielā skaitā atrodamas literaturā.

Solim t ir zinama minimala vērtība, kuru noteic slēdzamgalvas izveidošanas iespēja; kā tas skaidrs no 188. zīm.,

$$t_{min} > 0{,}5\,(D_{galv} + D_{veidn}),$$

kur ar D_{galv} un D_{veidn} apzīmētas slēdzamgalvas un veidnītes caurmēri.

Praktiski jāpieņem: $t_{min} \geqslant (2{,}2 \ldots 2{,}6)\,d$, un vēl labāk $\geqslant 3\,d$.

Blīvos savienojumos, kā jau 158. lpp. atzīmēts, nedrīkst ņemt pārāk lielu soli; varētu pieņemt, ka:

$t_{max} \leqslant 8\,\delta$ (vai arī: $t_{max} \leqslant 3{,}5\,d$) un vēl labāk $\leqslant 6\,\delta$ (resp δ', ja mums ir salaidu savienojums, kur jāblīvē lašas).

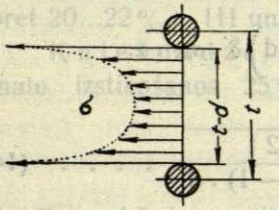
Savienojuma (šuves) vājināšanas reizulis z. Sakarā ar kniežu soli (rindā) t var definēt svarīgu attiecību, ar kuru turpmāk bieži sastap-

simies aprēķinos: šuvju vājināšanas reizulis ir attiecība starp stiepes spriegumiem ar kniežu caurumiem nevājinātā skārdā un spriegumiem vājinātā šķērsgriezumā (rindā starp kniedēm). Tā ka spriegumi ir pretēji proporcionali šķērsgriezumiem, un šie pēdējie (186. un 188.zīm.) attiecas kā $t - d$ pret t, tad atrodam:

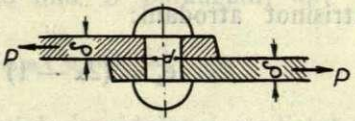
$$z = \frac{t - d}{t} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Arī z vērtības dotas šuvju tabulās.

Piezīme pie $\sigma_{skārda}$ sadalijuma. Mēs redzējām, ka cirpes spriegumi τ_{kn} un virsmas spiede p faktiski nesadalas vienmērīgi pa aplūkotiem laukumiem; ari par σ_{sk} [sk. (4), (5), (12) un (12a) formulas] mums jākonstatē tas pats: σ_{sk} vājinātā šķērsgriezumā (starp kniedēm rindā) sadalas ļoti nevienmērīgi, kaut gan aprēķinos pieņem vienmērīgu sadalijumu. Teoretiski pētijumi rāda, ka kniežu caurumu tuvumā rodas σ_{max}, kura minimalā vērtība ir $\sigma_{max} = 2{,}5\ \sigma_{vid}$; tādēļ spriegumu sadalijums skārdā ir apmēram tāds, kā parādīts 189. zīm.



189. zīm.



190. zīm.

Pārlaidu šuvēs papildu spriegumu avots ir vēl spēku moments (190. zīm.), kas rada lieces spriegumus skārdos. Līdzsvara nolīdzinājums (solim t) ir:

$$M = P \cdot \delta = \frac{(t - d)\,\delta^2}{6} \cdot \sigma',$$

no kurienes:

$$\sigma' = \frac{6\,P}{(t - d)\,\delta},$$

kas ir, acīmredzot: $\sigma' = 6 \cdot \sigma_{vid}$.

Tā tad kopā ar σ_{max} kniežu caurumu tuvumā mēs teoretiski varētu sagaidīt $\sigma_{kopēj.} \cong 8{,}5\ \sigma_{vid}$, kas ļoti bieži pārsniegtu materiala izturības robežu.

Berzes dēļ starp skārdiem, faktiski tādi spriegumi laikam nekad neradīsies (sk. to pašu par *p* 152. lpp.); to apstiprina arī mēģinājumu rezultati, piem., Dr. Daiber'a izdarītie (kur σ' aprēķināti no deformacijām); viņš atrada, ka attiecība σ'/σ_{vid} bija maksimali:

1 rindas pārlaidu šuvē $\sigma'/\sigma_{vid} \cong 0{,}6$;
2 rindu „ „ $\sigma'/\sigma_{vid} \cong 1{,}0$;
3 rindu „ „ $\sigma'/\sigma_{vid} \cong 1{,}4$.

Teoretiskais slēdziens tomēr paliek, ka pārlaidu savienojumos viegli var rasties bīstami lieces spriegumi, un ka tādēļ tie būtu mazāk lietojami. Prakse gan prasa pretējo, jo pārlaidu šuves ir daudz lētākas; teoretiski drošākos salaidu savienojumus lieto tikai nepieciešamā gadijumā, piem., katlu garenšuvēs.

Pielīdzinot beidzot (4) un (5) nolīdzinājumus, mēs varētu atrast nepieciešamo **atstatumu starp kniežu rindām** e_1 (186. zīm.): (salaidu un pārlaidu šuvēm vienādi):

$$(t - d)\,\delta \,.\, \sigma_{sk} = 2\left(\sqrt{e_1^2 + \frac{t^2}{4}} - d\right)\delta \,.\, \sigma_{sk} \,.\, \alpha.$$

Atrisinot atrodam:

$$e_1 = (2\alpha - 1) \,.\, \frac{d}{2}\sqrt{1 + \frac{2t}{(2\alpha - 1)\,.\,d}} \quad . \; . \; . \; . \quad (14)$$

Ņemot t/d no (12) resp. (12a) nolīdzinājumiem, varētu atrast e_1. Praksē arī e_1 gandrīz vienmēr ņem no savienojumu tabulām.

Stipri blīvie savienojumi.

Tvaika katli un to kniežu savienojumi.

Stipri blīvo savienojumu svarīgākais piemērs ir tvaika katlu šuves, ar kurām tagad nodarbosimies.

Visās valstīs par tvaika katliem kā relativi bīstamām konstrukcijām, kuru eksplozijas var radīt nopietnas katastrofas, pastāv sevišķi noteikumi ar likuma spēku, kuros paredzētas katlu daļu materialu īpašības, to pārbaude, katla daļu aprēķinu paņēmieni, katlu pārraudzī-

bas kārtība u. t. t. Arī Latvijā šādi noteikumi pastāv (tie pieturas pie Vācijas oficialajām 1929. g. normām resp. noteikumiem).

Šeit sīkāk aplūkot šos noteikumus nav mūsu uzdevums; atzīmēsim tikai pašu nepieciešamāko katlu aprēķinam. Pašu aprēķinu arī drusku grozīsim, salīdzinot ar noteikumiem, jo tur tas paredzēts milimetros; atstājot principā paņēmienus un formulas tās pašas, lietosim, kā viscaur mūsu aprēķinos, centimetrus, jo katli mūs interesē šeit tikai kā konstruktivs piemērs.

K a t l a s k ā r d a m a t e r i a l s (nerēķinot skārdu specialām vajadzībām) ir mīksts liets t ē r a u d s (dzelzs) ar lūzumpretestību 4 paredzētām šķirnēm:

I šķirnei: $\sigma_B = 3500...4400$ kg/cm²; aprēķinos jāņem $\sigma_B = 3600$ kg/cm²;
II „ $\sigma_B = 4100...5000$ „ „ „ $\sigma_B = 4100$ „
III „ $\sigma_B = 4400...5300$ „ „ „ $\sigma_B = 4400$ „
IV „ $\sigma_B = 4700...5600$ „ „ „ $\sigma_B = 4700$ „

Tālāk prasa noteiktu minimalu i z s t i e p š a n o s δ_{min} pārraušanas mēģinājumā; i e t e i k t i arī pārbaudijumi trauslumam (stigrībai); laikam tos ar laiku ievedīs kā obligatus.

Visvairāk lieto I un II šķirni; o b l i g a t i tās jālieto, ja skārdi jāatloka, vai ja tiem pieskaras karstākas par 700° dūmgazes; šīm šķirnēm σ_B ir gan mazāks, toties izstiepšanās lielāka: 25...27% pret 20...22% III un IV šķirnēm.

K n i e ž u d z e l z i j prasa: $\sigma_B = 3400...4200$ kg/cm² ar minimalo izstiepšanos 25% (garam, virs 8 mm ⌀ paraugam) un:

$$\sigma_B \left(\frac{kg}{mm^2}\right) + \delta_{min}(\%) \geqslant 62.$$

Ja lieto skārdus ar lielākiem σ_B, tad kniežu izveidošanai var lietot arī citu materialu ar σ_B līdz 5000 kg/cm².

Kniežu dzelzij jāiztur vesela rinda stingru pārbaudijumu ar dažādām deformacijām (locīšanu, saspiešanu, caurumu izsišanu bez plaisām u. t. t.).

Cilindriskā katla sienu aprēķins.

U z k a t l u i e d a r b o j a s i e k š ē j s d a r b a s p i e d i e n s p kg/cm² (virs atmosferas).

Katla iekšējo caurmēru apzīmēsim ar D_{cm}; sienas biezumu ar δ cm.

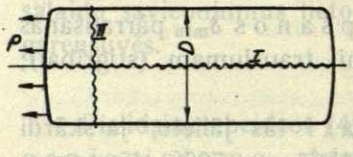
Katla sienas biezumu δ, salīdzinot ar D, varam uzskatīt par relativi ļoti mazu un tādēļ varam i g n o r ē t samērā neievērojamos l i e c e s

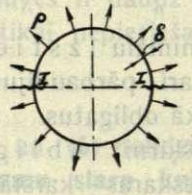
spriegumus, kuriem jārodas sienās, katlam no spiediena deformējoties. Aplūkosim tālāk tikai stiepes spriegumus sienā, kas ir paralleli skārda virsmām, ignorējot arī vēl nelielos spriegumus virsmām perpendikulārā virzienā. Šeit aplūkojamas 2 iespējas (191. zīm.):

I) Garenplaisa; spiediens tiecas atraut augšējo katla pusi no apakšējās.

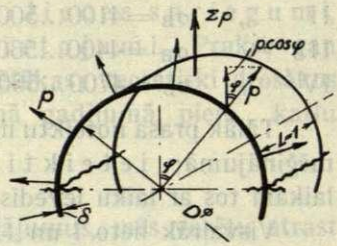
II) Šķērsplaisa; spiediens tiecas atraut katla kreiso pusi (ar dibenu) no labā (ar dibenu).

Šo divu gadijumu aplūkošana dos mums vēlāk iespēju dimensionēt garenšuves un šķērssuves.





191. zīm.



192. zīm.

Katla garums aksialā virzienā aprēķinos nekādu lomu nespēlē. Šķērsplaisas gadijumā tas ir acīmredzams, jo šeit tikai spiediens uz dibenu tiecas pārraut katla cilindru. Garenplaisas gadijumā dibenu tuvumā šie pēdējie gan palīdzēs cilindriem pretoties spēkiem; dibenu iespaids tomēr ir jo mazāks, jo vairāk mēs attālinamies tiem, un tādēļ uz to paļauties nevar; šī iemesla dēļ vispārīgi nav pieņemts ievērot samērā niecīgo dibenu iespaidu, aplūkojot garenplaisas rašanās iespēju. Bet līdz ar to katla garums vairs neietilpst aprēķinos: spiedienu rezultante gan pieaug proporcionali garumam, bet tāpat pieaug arī sienu šķērsgriezums; tādēļ spriegumi paliek tie paši.

Visērtāk izdarīt aprēķinus, pieņemot katla garumu L = 1 cm. Aprēķināsim spiedienu p rezultanti uz puscilindru ar garumu L = 1 un caurmēru D (192. zīm.); sienas biezumu δ skaitam par neievērojamu, salīdzinot ar D.

Spiedieni p iet radiali; sadalam p horizontalās un vertikalās komponentēs. Šīs pēdējās: p cos φ, acīmredzot, jāintegrē pa pusaploci, lai atrastu spēku Σ p, kas rada garenplaisu:

$$\Sigma p = 2 \int_0^{\pi/2} p \cos\varphi \cdot \frac{D}{2} d\varphi = p D \int_0^{\pi/2} \cos\varphi \, d\varphi = p D \left| \sin\varphi \right|_0^{\pi/2} =$$

$= p D$ kg/cm,

resp.: $\Sigma p = pD$ kg/cm . . . . . (15)

Tāda ir spiedienu rezultante katla garumam L = 1 cm.

Stiprības nolīdzinājums stiepei katla cilindriskās sienās (garenplaisas gadijumā!) būs:

$$p D \leqslant 2 \delta \cdot \sigma_{sk} \quad . . . . . (16)$$

$$\text{vai:} \quad \delta \geqslant \frac{p D}{2 \sigma_{sk}} \quad . . . . . (16a)$$

Tāds ir nepieciešamais sienas biezums, lai sienās nerastos garenplaisas.

P i e z ī m e. (15) formula rāda, ka radiali virzītu, pa puscilindru (plašāk runājot — pa i k k a t r u virsmu) vienmērīgi sadalītu spiedienu r e z u l t a n t i v a r i e g ū t, v i e n k ā r š i r e i z i n o t s p i e d i e n u a r p u s c i l i n d r a resp. v i r s m a s p r o j e k c i j a s l a u k u m u, kas ir p e r p e n d i k u l a r a Σp, proti D . l; tā tas arī jau agrāk bija darīts virsmas spiedes aprēķinos (sk. 120., 151. lpp.).

Analoģiski atrodams stiprības nolīdzinājums š ķ ē r s p l a i s a s novēršanai, kuru tiecas radīt spiedienu rezultante uz dibenu:

$$\Sigma p = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \leqslant \pi D \delta \sigma_{sk}$$

(δ nelielās vērtības dēļ skārda šķērsgriezums šeit būs gandrīz noteikti $\pi D \delta$). No šejienes dabūjam:

$$p D \leqslant 4 \delta \sigma_{sk} \quad . . . . . (17)$$

$$\text{vai:} \quad \delta \geqslant \frac{p D}{4 \sigma_{sk}} \quad . . . . . (17a)$$

(16) un (17) formulu salīdzinājums rāda, ka s p r i e g u m i c i r k u l a r v i r z i e n ā, k a s r a d a g a r e n p l a i s u, i r d i v r e i z l i e l ā k i p a r s p r i e g u m i e m a k s i a l v i r z i e n ā, k a s r a d a š ķ ē r s p l a i s u. No tā secinam, ka:

1) K a t l a s i e n a s b i e z u m a δ a p r ē ķ i n ā i e v ē r o j a m a t i k a i g a r e n p l a i s a s r a š a n ā s i e s p ē j a, resp. (16a) formula, kas dod 2 reiz lielākus δ nekā (17a) formula.

2) G a r e n š u v e s k a t l o s v a i r ā k a p d r a u d ē t a s n e k ā š ķ ē r s š u v e s, un tādēļ pirmās solidāki jākonstruē; šeit parasti

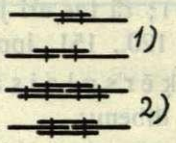
sastopamas salaidu šuves. Turpretim šķērssšuves gandrīz bez izņēmuma ir tikai pārlaidu tipa.

Izejot no (16a) formulas, viegli iegūstam formulu katla sienas aprēķinam pēc oficialiem noteikumiem. Tur prasa, lai pielaižamā σ_{sk} vietā formulā figurētu maksimalā lūzumpretestība stiepei σ_{Bsk} un noteikts, normēts drošības reizulis: $\gamma = \frac{\sigma_{B\,sk}}{\sigma_{sk}}$;

tā tad (16a) formulā σ_{sk} jāatvieto ar: $\sigma_{sk} = \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma}$.

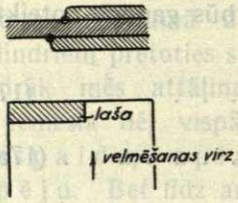
Noteikumos paredzētas šādas γ vērtības (193. zīm.):

1) $\gamma = 4{,}75$ pārlaidu un salaidu šuvēm ar 1 lašu;
2) $\gamma = 4{,}25$ $1\frac{1}{2}$ rindu salaidu šuvēm (ar nevienād. lašām), 1 rindas salaidu šuvēm, metinātām šuvēm;
3) $\gamma = 4{,}0$ pārējām salaidu šuvēm, katliem bez šuves.



193. zīm.

Piezīme pie γ vērtībām. Pēc noteikumiem uzrādītās γ vērtības var lietot, ja izpildīta vesela rinda prasību par darba paņēmieniem, darbības apstākļiem, materialu u. t. t.; piem., ja kniežu caurumi urbti un to malas iegremdētas; ja caurumi, kuru asis nesakrīt, izrīvēti; ja kniežu galvas un skārdu malas blīvētas — pēc iespējas abās pusēs [tad izdevīgāk ņemt nevienāda platuma lašas, lai eventuali nebojātu skārdu vienā šķērsgriezumā (sk. 194. zīm.)]; ja lašas ir no tā paša materiala kā skārds un izgrieztas (kā arī skārda lapas) velmēšanas virzienā u. t. t. Ja temperatura skārdā $> 300°$ C, tad bez tam jāievēro materiala izturība šīs paaugstinātās temperaturas apstākļos, jo tur σ_s ievērojami samazinas (kā pašā kursa sākumā jau minējām); piem., katla tēraudam:



194. zīm.

I šķirnei vidēji,

ja t = 20° C: σ_B = 3600 kg/cm²; σ_s = 1900 kg/cm²;
ja t = 400° C: σ_B = 3000 kg/cm²; σ_s = 950 kg/cm²;

II šķirnei vidēji,

ja t = 20° C: σ_B = 4100 kg/cm²; σ_s = 2100 kg/cm²;
ja t = 400° C: σ_B = 3400 kg/cm²; σ_s = 1100 kg/cm²;

„Borsig Sonderstahl" šķirnei vidēji,

ja t = 20° C: $\sigma_B = 4000$ kg/cm²; $\sigma_s = 2800$ kg/cm²;

ja t = 400° C: $\sigma_B = 3300$ kg/cm²; $\sigma_s = 2000$ kg/cm².

Tālāk jāievēro, ka caurumu dēļ skārds šuvēs ir vājināts, bet pēc noteikumiem spriegumi vājinātās vietās nedrīkst pārsniegt $\sigma_{sk} = \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma}$; (16a) formulā to var ievērot, dalot δ ar agrāk atrasto šuvju vājināšanas reizuli $z = \frac{t-d}{t}$, sk. (13) formulu; ar to attiecīgi palielina skārda biezumu δ, resp. restaurē skārda šķērsgriezumu līdz nepieciešamam.

Tālāk pēc noteikumiem paredzams vēl pielikums rūsēšanai, bojājumiem u. t. t.: 1 mm līdz $\delta = 30$ mm; 0,5 mm, ja $\delta = 30...40$ mm; biezākiem skārdiem pielikums var izpalikt.

Ievietojot (16a) formulā:

$$\sigma_{sk} = \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma},$$

dalot to ar z un paredzot pielikumu, dabūjam katlu noteikumos uzrādīto formulu δ aprēķinam:

$$\delta = \frac{p\,D \cdot \gamma}{2\,\sigma_{B\,sk} \cdot z} + \begin{cases} 0{,}1 \text{ cm, ja } \delta < 3 \text{ cm} \\ 0{,}05 \text{ cm, ja } \delta = 3...4 \text{ cm} \end{cases} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Minimalais δ pēc noteikumiem: δ min = 0,7 cm (izņemot specialus, mazus katlus).

Katlu šuves.

Šuvēm jābūt izturīgām un blīvām reizē; blīvums — kā jau 158. lpp. teikts — aprēķinam, diemžēl, nepadodas. Tomēr nevar arī izveidot šuves, pamatojoties uz stiprības aprēķiniem vien, bet jāievēro vēl praktiskie dati par kniežu soli, lai blīvums būtu garantēts. Vislabāk tādēļ šuvju aprēķinos rīkoties saskaņā ar tabulām vai empiriskām formulām, kas sastopamas techniskā literaturā vai firmu datos, pēc tām dimensionēt šuves, un tad tikai vēl izdarīt stiprības kontroli, lai izpildītu noteikumu prasības. Šuvju blīvums būs sasniegts automatiski, ja šuvju dimensijas turēsies praktisko datu (no tabulām vai formulām) robežās.

Pēc noteikumiem izturības prasības ir:

1) lai stiepes spriegumi skārdā σ_{sk} nekur nebūtu lielāki par tiem, kas aprēķināti ar noteikto drošības reizuli, t. i.:

$$\sigma_{sk} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma}.$$

Vājinātie skārda šķērsgriezumi kniežu rindās tādēļ pārkontrolējami no šī viedokļa;

2) lai kniežu cirpes spriegumi $\tau_{kn} \leqslant 700$ kg/cm², ja $\sigma_{Bkn} \leqslant 3800$ kg/cm². Ja σ_{Bkn} ir lielāki, kniežu d var samazināt proporcionali $\sqrt{\frac{3800}{\sigma_{Bkn}}}$;

3) lai kniežu pretestības spēja cirpei $\geqslant$ skārda stiepes pretestībai vājinātos šķērsgriezumos.

Tā kā mašinbūvniecībā, kā minēts, vairāk pieturas pie viedokļa, ka pretestība šuvē rodas galvenokārt no berzes starp savienotām daļām, tad noteikumu $\tau_{kn} \leqslant 700$ kg/cm² varētu rakstīt [sk. (I) un (II) formulas]:

$k_n \leqslant 700$ kg/cm² pārlaidu šuvēm, un: $k_n \leqslant 2.700 = 1400$ kg/cm² salaidu šuvēm.

Šādas, pēc noteikumiem pielaižamās, k_n vērtības ieteicams tomēr visos gadijumos neņemt, jo — kā mēs savā laikā runājām — slīdes pretestība salaidu savienojumos faktiski ir mazāka; tāpat tā samazinas, pieaugot rindu skaitam. $K_n = 700$ kg/cm² varētu ņemt vienrindas pārlaidu šuvei, samazinot viņu līdz apm. 550...650 kg/cm² 2 rindu šuvei un apm. 500...600 3 rindu šuvei.

Salaidu savienojumos viengriežņa kniedēm (ja lašas ir nevienādas) varētu ņemt to pašu $k_n = 700$ kg/cm² (ja ir 2 viengriežņu kniežu rindas, labāk ņemt $k_n = 650$ kg/cm²), bet divgriežņu kniedēm varbūt: 1000...1200 kg/cm² vienrindas un $1\frac{1}{2}$ rindu šuvēm, 950... 1150 kg/cm² 2 rindu šuvēm, 900...1100 kg/cm² $2\frac{1}{2}$ rindu šuvēm, $2\frac{2}{3}$ rindu šuvēm un 3 rindu šuvēm.

Visos gadijumos, saprotams, pieņemam, ka τ_{kn} resp. k_n vienādi sadalas pa kniedēm, kas, kā redzējām, gan neatbilst īstenībai.

Šuvju tabulās atrodamie dimensionēšanas dati, vispārīgi ņemot, diezgan ievērojami svārstas, tāpat arī dati par katras šuves lietošanas lauka robežām. Tas arī saprotams, jo šuvju dati taču sastādīti tā, lai kādos dotos apstākļos šuves izmaksa būtu pēc iespējas mazāka; bet tā kā izveidošanas prakse fabrikās nav vienāda, nevar arī prasīt pilnīgu saskaņu. Šeit dotie dati ir tādēļ tikai pieturas punkti, kas nav obligati; var ņemt arī citādu tabulu datus, jo galīgo slēdzienu par šuves noderīgumu dod tikai stiprības kontrole pēc noteikumiem.

Vispārīgi ņemot, varētu tikai tik daudz teikt, ka: 1) salaidu šuves gan izturīgākas, bet ievērojami dārgākas par pārlaidu šuvēm, un 2) jo lielāks ir rindu skaits, jo lielāks ir $z = \frac{t-d}{t}$, un līdz ar to skārda δ un

tāpat kniežu d var būt mazāki. Toties pats skārds resp. lašas ir platākas, un kniežu skaits palielinas; rezultatā šuves cena līdz ar rindu skaita palielināšanu arī pieaug.

Pārlaidu šuves.

(*n* — cirpto kniežu skaits solī *t*).

Visām pārlaidu šuvēm (sk. 186. un 195. zīm.):

$d \cong \sqrt{5\delta} - 0{,}4$ cm;

$e \cong 1{,}5\ d$;

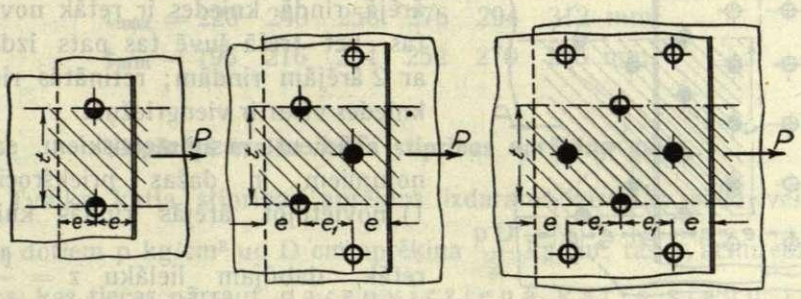
$\gamma = 4{,}75$.

Pārlaidu šuvēs n = rindu skaitam ($\perp$ P).

n	Dp/2 kg/cm	z	t_{max}	t_{min}
1	$\leqslant 500$	0,57...0,63	2 d +0,8 cm	2 d +0,4 cm
2	390...760	0,67...0,73	2,6 d+1,5 „	2,6 d+0,8 „
3	700...880	0,72...0,77	3 d +2,2 „	3 d +1,7 „

	e_1	k_n kg/cm²
1	—	700
2	$\sim 0{,}6$ t	550...650
3	$\sim 0{,}5$ t	500...600

Kā garenšuves pārlaidu savienojumus ieteicams lietot tikai mazākiem katliem, ja skārda $\delta \leqslant 16$ mm (vai maksimali $\delta \leqslant 18$ mm, ja $D \geqslant 200$ cm). Vienrindas pārlaidu šuve kā šķērssuve ieteicama tikai maziem katliem vai saustvaiķiem; vairākrindu pārlaidu šuves kā šķērssšuves derīgas arī lieliem katliem.

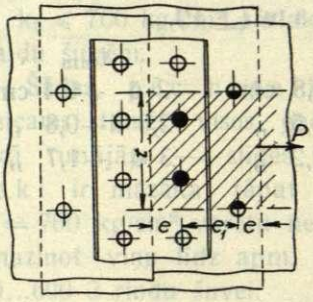


195. zīm.

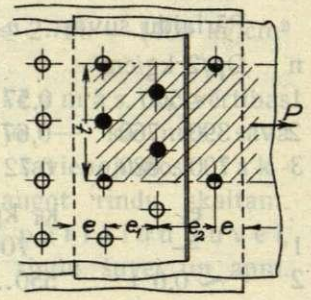
Salaidu šuves.

(n — cirpto kniežu skaits solī).

Šīs šuves stipri izplatītas kā garenšuves lielākiem katliem. Šuvju izveidojumi šeit diezgan dažādi ne tikai ar dažādu rindu skaitu, bet arī vēl ar dažādu kniežu skaitu rindās: ar vienādu kniežu skaitu visās rindās, vai ar mazāku kniežu skaitu ārējās rindās. Tālāk šuves atšķiras ar lašu izmēriem un formu: lašas var būt abas vienādas vai arī nevienādas, proti — ārējā laša šaurāka; lašas var būt ar taisnām vai noapaļotām (zāģveida) malām.

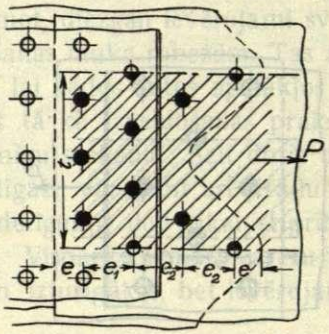


196-a zīm.



196-b zīm.

Visus praksē lietojamos šuvju veidus mēs šeit neaplūkosim, bet tikai patlaban visbiežāk stacionaro katlu būvē lietojamos ar nevienādām lašām. Rindu skaits šeit ir 2, 3 un 4; bet, šķirojot divgriežņu un viengriežņa kniedes, šuves varbūt labāk nosaukt par $1\frac{1}{2}$ rindu, $2\frac{1}{2}$ rindu un $2\frac{2}{2}$ rindu šuvēm. Pirmām divām šuvēm abas lašas ir taisnas, trešai apakšējā laša ir zāģveida; bez tam pirmās divās šuvēs ārējā rindā kniedes ir retāk novietotas, bet trešā šuvē tas pats izdarīts ar 2 ārējām rindām; retinātās rindās kniedes visur ir viengriežņa.



196-c zīm.

Tādiem nesimmetriskiem savienojumiem ir dažas priekšrocības: 1) novietojot ārējās rindās kniedes retāk, dabūjam lielāku $z = \frac{t-d}{t}$, tā tad labāk izmantojam skārdu;

2) mechaniski blīvējot no abām pusēm, eventuali skārda bojājumi neatrodas vienā šķērsgriezumā.

Ārējo lašu var vienmēr labi blīvēt, jo tur kniedes bieži novietotas. Iekšējās lašas blīvēšana gan nav tik izdevīga, jo kniedes tur retākas; izgriežot malas zāģveidā (kā $2\frac{2}{2}$ savienojumā), mēs tuvojam lašas malu kniedēm un tā atkal nodrošinam blīvēšanas iespēju. Iekšējās lašas blīvēšanu diezgan bieži pat nemaz neizdara.

$1\frac{1}{2}$ **rindu šuve** (196 a. zīm.): $\gamma = 4{,}25$; $z = 0{,}8...0{,}825$;

$$\frac{Dp}{2} = 880...1000 \text{ kg/cm}; \quad d \cong \sqrt{5\,\delta} - 0{,}5 \text{ cm};$$

$n = 2 + 1 = 3$; $e \cong 1{,}5\,d$; $e_1 \cong 2\,e$; $\delta' \cong 0{,}8\,\delta$ (lašu biezums);

$$k_n = 1000...1200 \text{ kg/cm}^2; \quad t_{max} \cong 5\,d + 1{,}0 \text{ cm};$$

$$t_{min} \cong 5\,d + 0{,}2 \text{ cm}.$$

$2\frac{1}{2}$ **rindu šuve** (196b. zīm.): $\gamma = 4{,}00$; $z = 0{,}79...0{,}83$;

$$\frac{Dp}{2} = 1000...1500 \text{ kg/cm}; \quad d \cong \sqrt{5\,\delta} - 0{,}6 \text{ cm};$$

$n = 4 + 1 = 5$; $e \cong 1{,}5\,d$; $e_1 \cong 0{,}38\,t$; $e_2 = e + e_1$; $\delta' \cong 0{,}8\,\delta$;

$k_n = 900...1100 \text{ kg/cm}^2$; $t_{max} \cong 6\,d + 1{,}8 \text{ cm}$; $t_{min} \cong 6\,d + 1{,}0 \text{ cm}$.

$2^2/_2$ **rindu šuve** (196c. zīm.): $\gamma = 4{,}00$; $z = 0{,}84...0{,}88$;

$$\frac{Dp}{2} = 1350...1875\ (...2550) \text{ kg/cm}; \quad d = \sqrt{5\,\delta} - 0{,}7 \text{ cm};$$

$n = 6 + 3 = 9$; $e \cong 1{,}5\,d$; $e_1 \cong 1{,}88\,d$; $e_2 \cong 2{,}84\,d$; $\delta' \cong 0{,}8\,\delta$;

$$k_n = 900...1100 \text{ kg/cm}^2;$$

$d =$	20	23	26	29	32	35 mm;
$t_{max} =$	220	240	258	276	294	312 mm;
$t_{min} =$	196	216	234	252	270	288 mm.

Vispārējā tvaika katla stiprības aprēķina gaita.

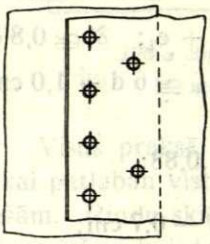
Tvaika katla stiprības aprēķins izdarams visērtāk šādā veidā: 1) ar dotiem p kg/cm² un D cm aprēķina $\frac{pD}{2}$ kg/cm; tas ir, acīmredzot, spēks, kas tiecas pārraut garenvirzienā katla sienu 1 cm garumā [kā tas redzams no (15), vai (16) nolīdzinājuma]; 2) no

šuvju tabulām izvēlas atrastai $\frac{pD}{2}$ vērtībai piemērotu šuves veidu katla garenšuvei un no turienes ņem atbilstošus γ un z (resp. vidēju vērtību, ja dotas z robežas); 3) ar (18) formulas palīdzību aprēķina sienas biezumu δ; 4) ar šuvju tabulu vai formulu palīdzību noteic visas šuves dimensijas: d, t, e, e_1 u. t. t.; 5) izdara šuves kontroles slīdes pretestībai k_n un stiepes spriegumiem σ_{sk} vājinātos skārda šķērsgriezumos, kuriem jābūt mazākiem nekā pēc noteikumiem pielaižamie (sk. turpmāk).

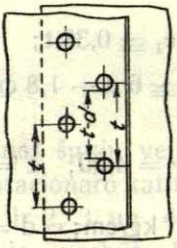
Ja kontrole pierāda, ka garenšuve neizpilda noteikumu prasības, jāpieņem citādas dimensijas resp. pat šuves veids, un kontrole jāatkārto.

Pēc tam jāizveido šķēršuve. Principā to varētu aprēķināt tāpat kā garenšuvi; tikai jāievēro, ka spēks 1 cm-rā sienas garuma cirkularvirzienā ir divreiz mazāks, t. i. $\frac{pD}{4}$ kg/cm [kā tas redzams no (17) vai (17a) formulām].

Konstruējot šķērsšuvi, [tomēr drusku atkāpjas no normalā izveidojuma tajā ziņā, ka kniežu caurmēru d ņem tādu pašu kā garenšuvei, lai atvieglotu un vienkāršotu kniedēšanas darbu.



197. zīm.



198. zīm.

Tā kā šīs šuves piepūlētas divreiz mazāk par garenšuvēm, to izveidošanai tikpat kā vienmēr izvēlas pārlaidu savienojumus. Vienrindas šuve izteicama tikai caurmērā mazākiem katliem; jau ar D ⩾ 160 cm un p ⩾ 9 kg/cm² ieteicama 2 rindu šuve, kaut gan diezgan bieži katlos sastopama lētākā 1½ rindu pārlaidu šuve, (197. zīm.), līdz D ≅ 230 cm un p = 12 kg/cm² (1½ rindu šuvē kniedes biežāk novietotas ārējās skārda malas tuvumā, lai šuvi varētu labāk noblīvēt no ārienes). Arī garākos katlos (virs L = 10...11 m) 1 rindas šuve nav ieteicama (1½ rindu arī ne sevišķi) papildu lieces spriegumu dēļ, kas rodas no ūdens svara katlā.

Šuvju stiprības kontroles.

Apzīmēsim, kā agrāk 158. lpp., spēku šuvē kniežu soļa t garumā ar P; tad garenšuvei pēc nupat sacītā:

$$P_{gar} = \frac{p\,D\,t}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

un šķērssūvei:

$$P_{šķ} = \frac{p\,D\,t}{4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

n, kā agrāk, ir cirpto kniežu skaits solī *t*.

Pārlaidu šuves.

(kniedes viengriežņu, šuves simmetriskas).

1) Slīdes pretestības kontrole:

a) garenšuvei: $P_{gar} = \frac{p\,D\,t}{2} = \frac{\pi\,d^2}{4} \cdot n\,k_n$, no kurienes:

$$k_n = \frac{2\,p\,D\,t}{n\pi\,d^2} \leqslant \begin{matrix} 700 & 1 \text{ rindas šuvei;} \\ 650 & 2 \quad „ \quad „ \ ; \\ 600 & 3 \quad „ \quad „ \ ; \end{matrix} \quad \ldots\ldots \quad (21)$$

(pēc noteikumiem var ņemt viscaur 700 kg/cm²).

b) šķērssūvei analoģiski ar 2 reiz mazāko $P_{šķ}$:

$$k_n = \frac{p\,D\,t}{n\pi\,d^2} \leqslant \begin{matrix} 700 \\ 650 \\ 600 \end{matrix} \text{ (resp. atkal viscaur 700 kg/cm²).} \quad \ldots\ldots \quad (22)$$

2) Stiepes kontrole pirmā vājinātā skārda šķērsgriezumā (198. zīm.):

a) garenšuvei: $P_{gar} = \frac{p\,D\,t}{2} = (t-d)\left(\delta - \begin{matrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{matrix}\right)\sigma_{sk}$

[no δ atņem (18) formulas pielikumu rūsēšanai].

Atrodam: $$\sigma_{sk} = \frac{p\,D\,t}{2\left(\delta - \begin{matrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{matrix}\right)\cdot(t-d)} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma} \quad \ldots \quad (23)$$

b) šķērssūvei analoģiski ar 2 reiz mazāko $P_{šķ}$:

$$\sigma_{sk} = \frac{p\,D\,t}{4\left(\delta - \begin{matrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{matrix}\right)\cdot(t-d)} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma} \quad \ldots\ldots \quad (24)$$

Simmetriskā 3 rindu šuvē vidējās rindas kontrole ir lieka, jo ārējā rinda jau uzņēmusi zinamu P daļu, skārda vājinātais šķērsgriezums turpretim tikpat liels kā ārējā rindā.

1½ rindu šuvē pietiek, acīmredzot, kontrolēt tikai rindu, kurā kniedes biežāk novietotas: tur skārds vairāk vājināts.

Salaidu šuves (tikai gareniskās).

Aplūkosim tikai 173. lpp. atzīmētās nesimmetriskās $1\frac{1}{2}$, $2\frac{1}{2}$ un $2\frac{2}{2}$ rindu šuves, kurās sastopamas viengriežņu un divgriežņu kniedes (196. a...c zīm.); citādu šuvju kontrole izdarama analoģiskā kārtā.

1) Slīdes pretestības kontrole.

a) $1\frac{1}{2}$ rindu šuvē: $n = 2$ divgriežņu + 1 viengriežņa kniede. Pieņemot, ka viengriežņa kniede uzņem noteikumos paredzētos maksimalos 700 kg/cm², uz pārējām 2 divgriežņu kniedēm iedarbojas:

$$P_{gar} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700 = \frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700.$$

Stiprības noteikums tādēļ ir:

$$\frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700 = \frac{2\,\pi d^2}{4} \cdot k_n,$$

no kurienes:

$$k_n = \frac{\frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leqslant 1200 \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots . \quad (25)$$

(pēc noteikumiem varētu pielaist līdz 1400 kg/cm²).

b) $2\frac{1}{2}$ rindu šuvē: $n = 4$ divgriežņu + 1 viengriežņa kniedes.

Pilnīgi analoģiski $1\frac{1}{2}$ rindu šuvei ar to pašu pieņēmumu atrodam:

$$k_n = \frac{\frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700}{4 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leqslant 1100 \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots . \quad (26)$$

(pēc noteikumiem varētu atkal pielaist 1400 kg/cm²).

c) $2^2/_2$ rindu šuvē: $n = 6$ divgriežņu + 3 viengriežņa kniedes.

Pieņemot šeit, ka 3 viengriežņu kniedes uzņem pa 650 kg/cm² (pēc noteikumiem varētu iet līdz 700 kg/cm²), mēs dabūsim analoģiski agrāk aplūkotām šuvēm:

$$k_n = \frac{\frac{p\,D\,t}{2} - 3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 650}{6 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leqslant 1100 \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots \quad (27)$$

(pēc noteikumiem varētu atkal pielaist 1400 kg/cm²).

2) Stiepes pretestības kontrole vājinātos skārda šķērsgriezumos.

Tā kā šuves ir nesimmetriskas, vajadzēs kontrolēt vairākās rindās.

a) $1\frac{1}{2}$ rindu šuve. Stiprības nolīdzinājums ir:

$$n = 2 + 1.$$

I (ārējā) rindā:

$$P_{gar} = \frac{p\,D\,t}{2} = (t - d)\left(\delta - \begin{Bmatrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{Bmatrix}\right) \sigma_{skI}$$

[no δ šeit atņemts (18) formulas pielikums rūsēšanai], no kurienes:

$$\sigma_{skI} = \frac{p\,D\,t}{2\,(t - d)\left(\delta - \begin{Bmatrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{Bmatrix}\right)} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma} \quad \ldots \ldots \quad (28)$$

II (iekšējā) rindā: pieņemot, ka ārējā viengriežņa kniede uzņēmusi 700 kg/cm² (kā k_n aprēķinā), dabūjam stiprības noteikumu:

$$\frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700 = (t - 2\,d)\left(\delta - \begin{Bmatrix} 0{,}1 \\ 0{,}05 \end{Bmatrix}\right) \cdot \sigma_{skII},$$

vai:

$$\sigma_{skII} = \frac{\frac{p\,D\,t}{2} - \frac{\pi d^2}{4} \cdot 700}{(t - 2d)\left(\delta - \frac{0{,}1}{0{,}05}\right)} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma} \quad \ldots \ldots \quad (28a)$$

b) $2\frac{1}{2}$ rindu šuve.

$$n = 4 + 1.$$

I (ārējā) rindā stiprības nolīdzinājums ir kā $1\frac{1}{2}$ rindu šuvei (28) formula un

II (vidējā) rindā stiprības nolīdzinājums kā $1\frac{1}{2}$ rindu šuvei (28a) formula, jo, kā 196. a un b zīm. rāda, šeit nekas nemainas. Citu nolīdzinājumu mēs dabūtu

III (iekšējai) rindai, jo spēks šeit citāds (arī II rinda uzņēmusi zinamu spēka daļu); kontrole tomēr lieka, jo skārda šķērs-

griezums ir tikpat liels kā II rindā, bet spēks mazāks; tā tad arī spriegums ir mazāks.

c) $2^2/_2$ rindu šuve.

$$n = 6 + 3.$$

I (ārējā) rindā stiprības nolīdzinājums ir kā $1\frac{1}{2}$ rindu šuvei (28) formula;

II (vidējā) rindā stiprības nolīdzinājums ir kā $1\frac{1}{2}$ rindu šuvei (28a) formula; eventuali 700 kg/cm² vietā varētu ņemt 650 kg/cm²;

III rindā, pieņemot, ka 3 viengriežņa kniedes uzņēmušas pa 650 kg/cm², dabūjam:

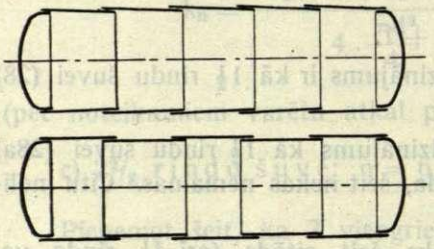
$$\frac{p\,D\,t}{2} - 3 \cdot \frac{\pi\,d^2}{4} \cdot 650 = (t - 3\,d)\left(\delta - \begin{cases}0{,}1\\0{,}05\end{cases}\right) \cdot \sigma_{sk\ III}, \qquad \text{vai:}$$

$$\sigma_{sk\ III} = \frac{\dfrac{p\,D\,t}{2} - 3 \cdot \dfrac{\pi\,d^2}{4} \cdot 650}{(t - 3\,d)\left(\delta - \begin{cases}0{,}1\\0{,}05\end{cases}\right)} \leqslant \frac{\sigma_{B\,sk}}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

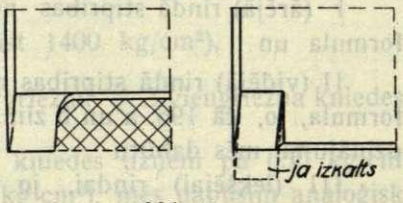
Kontrolēt IV (iekšējo) rindu ir lieki: šķērsgriezums ir tāds pats kā III rindā, bet spēks mazāks, jo arī III rinda uzņēmusi zinamu slodzes daļu.

Daži konstruktivi aizrādijumi.

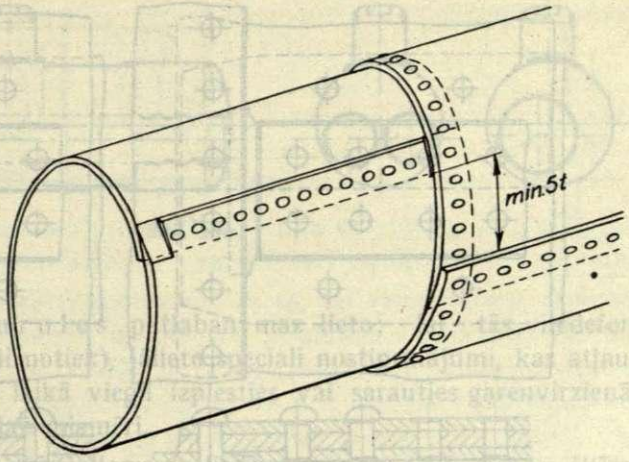
Katlus var izveidot vai nu no koniskiem posmiem, kas dod komplicētāku izgriežamo skārdu formu un tādēļ gandrīz atmests, vai arī no cilindriskiem posmiem (199. zīm.). Tādā gadijumā posmu skaitu ieteicams ņemt nepāra, lai dibeni iznāktu vienāda ⌀. Posmu ⌀⌀, acīmredzot, atšķiras par divkāršo skārda biezumu 2δ; aprēķinos tā tad patiesībā būtu jāņem lielākais D. Praktiski tas gan lomu nespēlē δ relativā mazuma dēļ (salīdzinot ar D).



199. zīm.



201. zīm.



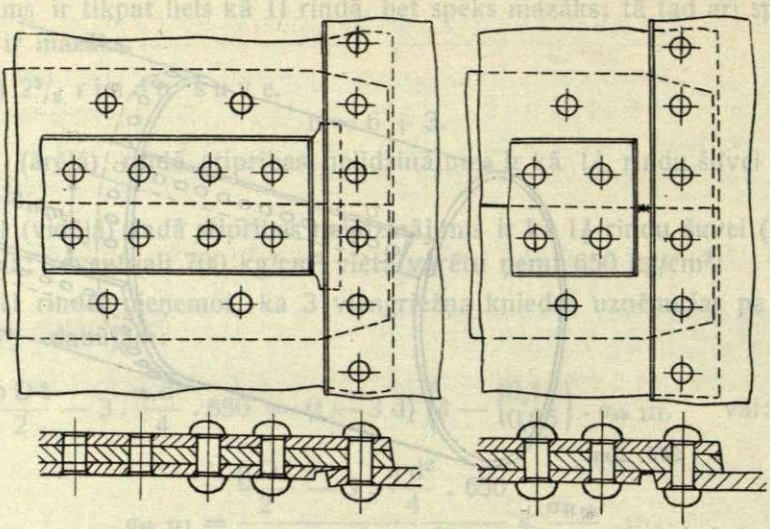
200. zīm.

Šuvju stūri rodas tur, kur gareniskās šuves saduras ar šķērsšuvēm. Skārda galīgā biezuma dēļ šuves stūros jāizveido drusku citādi, lai starp skārdiem nerastos spraugas. Lai stūri nebūtu pārāk komplicēti, garenšuves divos kaimiņu posmos cenšas novietot zinamā cirkularā atstatumā — minimali ~ 5 t (200. zīm.).

Ja garenšuve ir pārlaidu tipa, tad stūrī, kur cita virs citas guļ itin kā 3 lapas (2 no tām gan pieder vienam skārdam), vidējā vienmēr jānoasina; citādi sprauga nenovēršama (200. zīm.). Vislabāk būtu izgriezt lapu tā, lai rastos piedēklis, ko tad varētu noasināt, (201. zīm.). Tā kā tas dārgi maksā, parasti lieto citus paņēmienus: agrāk pa lielākai daļai stūri vienkārši izkala plānāku un noasināja; tagad vairāk iefrēzē vai ieēvelē noasinājumu vai nu pavisam vai pa daļai, un tad to vēl drusku izkaļ asu.

200. un 201. zīm. parādīts noasinājums, ja kaimiņa cilindrs jāuzliek ārpusē; ja tas jāieliek iekšpusē, saprotams, jānoasina iekšējais stūris.

Ja garenšuves ir salaidu tipa un šķērsšuves, kā parasts, pārlaidu, tad lašas galu, kas saduras ar kaimiņa posma lapu (pārmijus iekšā un ārā), nofrēzē vai noēvelē un drusku izkaļ, lai to varētu pabāzt zem kaimiņa posma lapas. Pēdējā laikā arī vienkārši nogriež lašu īsāku un atstāj spraugu, ko vajadzības gadījumā noslēdz sametinot (202. zīm.).



202. zīm.

Stacionarie liesmu cauruļu (angļu) katli un to daļas.

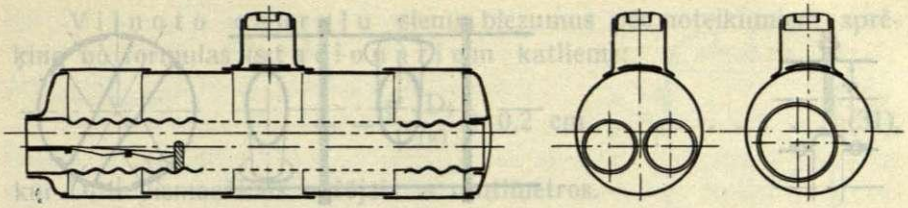
Piemēram konstrukcijai, kurā stipri blīvie kniedējumi plašā mērogā lietoti, aplūkosim technikā ļoti izplatītos liesmu cauruļu katlus. Šeit kā stacionari katli sastopami 2 galvenie tipi (203. zīm.):

1) Cornwall katls ar 1 liesmu cauruli;
2) Lancashire „ „ 2 „ „ .

Agrāk konstruēja katlus arī ar 3 liesmu caurulēm; tagad katlus ar 3 vai pat ar 4 liesmu caurulēm sastop gandrīz tikai vēl uz kuģiem.

Liesmu caurules. Uz tām darbojas ārējais spiediens, jo iekšā plūst cauri karstās dūmu gazes ar apm. atmosferas spiedienu. To teoretiskais stiprības aprēķins diezgan problematisks pat gludu cauruļu gadijumā (kur tāds aprēķins būtu puslīdz iespējams). Iemesli tam ir šādi: 1) gluda apaļa caurule no ārējā spiediena ļoti viegli deformējas (saspiežas), jo kaut neliela novirzīšanās no idealās, simmetriski sadalītu spriegumu ainas un tāpat apaļās šķērsgriezuma formas nenovēršama; 2) caurulē rodas papildu termiski spriegumi; tie ir nevienmērīgi sadalīti, jo dažādās vietās pastāv dažādas temperaturas; 3) pašsvars rada papildu lieces spriegumus; 4) izplešanās augstās temperaturas iespaidā rada vēl aksiali virzītus spriegumus, kas tiecas ļodzīt cauruli.

Aprēķini tādēļ vislabāk izdarami pēc specialām pusempiriskām, noteikumos paredzētām formulām.



203. zīm.

Gludas caurules patlaban maz lieto; lai tās nedeformētos (kas ļoti viegli notiek), jālieto speciali nostiprinājumi, kas atļauj pēsmiem tajā pašā laikā viegli izplesties vai sarauties garenvirzienā. 204. zīm. parādīti daži piemēri.

Retas palikušas arī Galloway'a liesmu caurules (205. zīm.); šķērscaurules šeit gan efektivi nostiprina liesmu cauruli pret ārējo spiedienu, bet tām ir citi trūkumi: tās grūti pieejamas tīrīšanai, viegli paliek neblīvas u. t. t.

Formula gludas liesmu caurules sienas biezuma aprēķinam pēc noteikumiem ir:

$$\delta = \frac{p \cdot D_1}{2400}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a\,l}{p\,(l + D_1)}}\right) + 0{,}2 \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Šeit:

D_1 — caurules iekšējais caurmērs centimetros;

l — atstatums starp 2 nostiprinājumiem centimetros;

a — koeficients, kura vērtība atkarībā no caurules šuves veida ir:

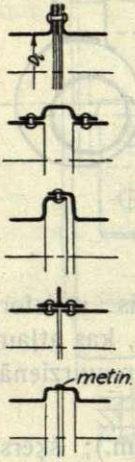
$$a = 75 \ldots 100.$$

Patlaban gandrīz vienīgi lieto viļņotas liesmu caurules, kuŗu priekšrocības ir šādas: 1) tās ļoti labi pretojas ārējā spiediena deformacijām; 2) garenvirzienā to elastība ir ļoti liela, tādēļ nekādi ievērojamāki aksialspēki nerodas; 3) no siltumtechniskā viedokļa sildvirsma ir lielāka nekā gludai caurulei.

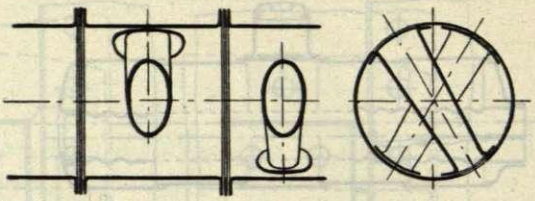
Viņas dabūjamas gatavā veidā līdz 6 m garas ar metinātu garenšuvi; šķērssuvi var sametināt vai sakniedēt. Montēt ieteicams garenšuvi tā, lai tā atrastos apakšā; tur pelni to aizsargā, un priekšējā galā zem kurtuves temperatura viszemākā.

Šķērssuvi ieteicams novietot pēc iespējas tālāk nost no ārdiem un izveidot tā, lai liesma neatsistos pret skārda malu (206. zīm.).

Viļņoto cauruļu profili parādīti (207. zīm.). Visbiežāk lieto Fox'a un Morison'a profilus.

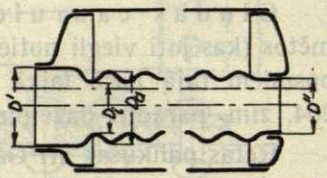


204. zīm.

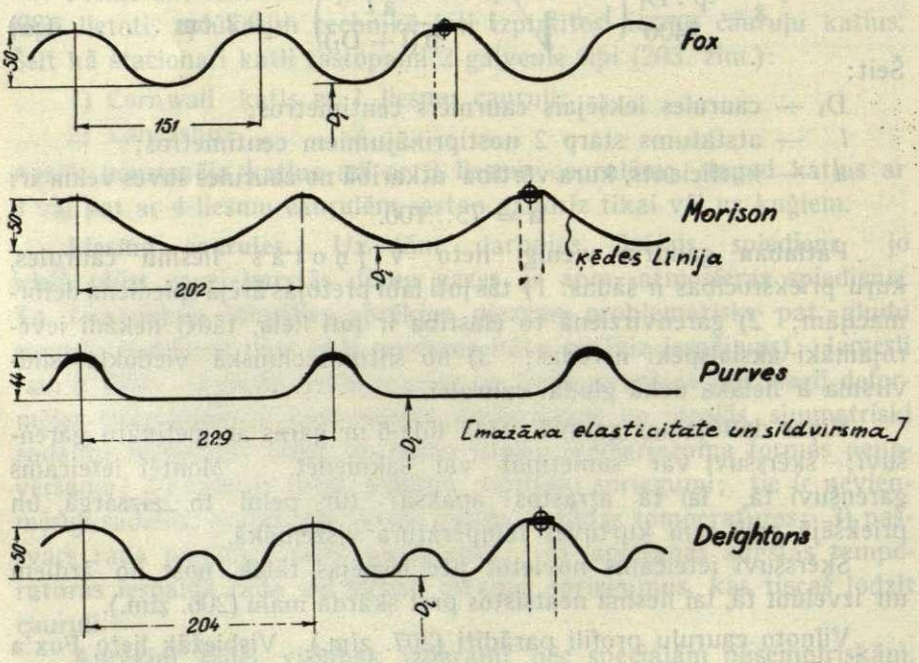


205. zīm.

206. zīm.



208. zīm.



207. zīm.

Viļņoto cauruļu sienu biezumus pēc noteikumiem aprēķina no formulas (stacionariem katliem):

$$\delta_c = \frac{p \cdot D_1}{1200} + 0{,}2 \text{ cm}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (31),$$

kur D_1 ir vismazākais iekšējais ⌀ centimetros.

Minimalais sienas biezums: $\delta_{c\,min} = 7$ mm (atskaitot nelielus specialus katlus); samērā reti sastop zem $\delta_c = 10$ mm.

Principiali vēlams izveidot caurules tā, lai remonta vai atjaunošanās gadijumā tās varētu izvilkt ārā, neizārdot visu katlu; to var sasniegt, ja vienā galā izveido $D' > D_a$ (208. zīm.). Cornwall katlos to vēl var darīt, bet Lancashire katlos tas reti izdodas: tad vajadzētu ņemt mazākus liesmu cauruļu izmērus, kas no siltumtechniskā viedokļa nav vēlams; tādēļ tur parasti abos galos būs jāņem $D'' \leqslant D_1$.

Saustvaiķis (tvaika vācējs). Saustvaiķa (209. zīm.) uzdevums ir sakrāt katlā attīstīto tvaiku pēc iespējas augstākā vietā, lai viņu bez lielākiem mitruma daudzumiem novadītu tālāk uz pārkarsētāju vai patēriņa vietām.

Parastie saustvaiķu caurmēri ir:

$$D_s = 70 \ldots 90 \text{ cm}.$$

Sienas biezumu (δ_s) var aprēķināt tāpat kā tvaika katlam, ar (18) formulu, ņemot tikai lielākus pielikumus, lai dabūtu biezākus atlokus (kuros rodas lieces spriegumi):

$$\delta_s = \frac{p\, D_s \gamma}{2\, \sigma_{Bsk} \cdot z} + (0{,}4 \ldots 0{,}7) \text{ cm} \quad \ldots\ldots \quad (32)$$

Šuves ir pārlaidu tipa; šķērssuve dibena piestiprināšanai parasti ir vienrindas; garenšuve (vertikalā) 1 vai 2 rindu — pēc vajadzības. Atlokā saustvaiķa piestiprināšanai pie katla vienmēr ieteicama divrindu šuve, jo kniedes šeit piepūlētas nenormalā veidā, proti, ar stiepi (pareizāk stiepi + lieci + cirpi).

Šo kniežu stiepes kontrole izdarama ar nolīdzinājumu:

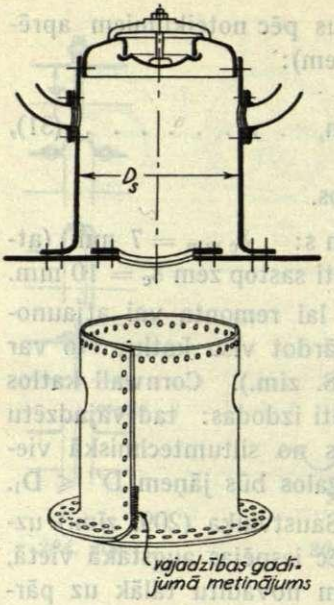
$$P_{saustv} = \frac{\pi D_s^2}{4} \cdot p = \frac{\pi d^2}{4} \cdot n_{atl} \cdot \sigma_{kn} \quad \ldots\ldots \quad (33)$$

Šeit: n_{atl} — kniežu skaits atlokā;

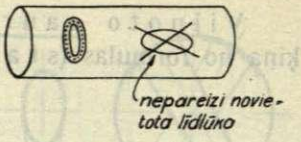
d — „ caurmērs „

σ_{kn} — stiepes spriegums kniedē, kuram jābūt: $\sigma_{kn} \leqslant 150 \ldots 200$ kg/cm².

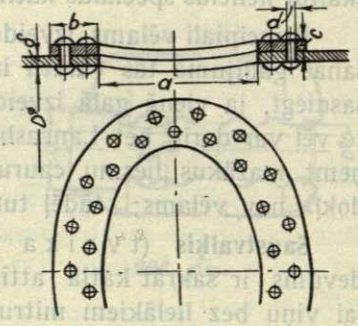
Pārējo šuvju kontrole izdarama kā katlam.



209. zīm.



210. zīm.



211. zīm.

Līdējlūkas. Katlu tīrīšanai, remontam, inspekcijai u. t. t. vajadzīgās līdējlūkas angļu katlos parasti novietotas zem saustvaiķa (209. zīm.), retāk dibenos vai pārējā cilindriskā daļā kā citiem katliem.

Tā kā līdējlūka vājina sienas pretestību, to izveido ovalu un novieto ovala īso asi paralleli katla asij (210. zīm.). Tā kā skārds — kā redzējām — visvairāk apdraudēts gareniskā virzienā, tāda novietošana vismazāk vājina katla sienu šajā virzienā; bez tam vēl nostiprina līdējlūku ar gredzenu, kura uzdevums ir itin kā atvietot ar līdējlūkas caurumu izgriezto sienas daļu.

Līdējlūku izmēri ir pēc noteikumiem minimali 300 × 400 mm, bet absolutās nepieciešamības gadijumā 280 × 380 mm; labāk pārāk netaupīt un ņemt ~ 320 × 425 mm.

Līdējlūkas gredzena uzdevums, kā teikts, ir atvietot izgriezto skārda daļu; tādēļ, ja gredzena materials ir tāds pats kā cilindram, vājinātam gredzena šķērsgriezumam jābūt tikpat lielam kā izgrieztam skārda vājinātam šķērsgriezumam (abi šķērsgriezumi domāti meridionali, t. i. izdarīti caur katla asi). Ar 211. zīm. apzīmējumiem dabūjam:

$$2\,(b - d)\,.\,c = a\,.\,\delta\,.\,z, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (34)$$

kur z ir katla šuves vājināšanas reizulis, kas lietots katla sienas biezuma aprēķinā. Pieņemot kādu gredzena biezumu c, atrodam b—d; pieņemot tālāk kādu kniedes d, atrodam b.

Nepieciešamo kniežu skaitu pusgredzenā n_{pgr} atrodam no noteikuma, ka šo kniežu kopējai slīdes pretestībai jāuzņem skārda stiepes spēks izgrieztās vietās, t. i. a platumā. Spēks uz 1 cm, kā agrāk redzējām (173. lpp.), ir $\frac{pD}{2}$; tādēļ stiprības nolīdzinājums ir:

$$n_{pgr} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot k_n \geqslant \frac{a \cdot p\, D}{2}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (35)$$

kur D ir katla caurmērs.

k_n neņemam pārāk lielu; ieteicams $k_n \leqslant 500$ kg/cm², jo gredzens piekļaujas cilindram; tādēļ apstākļi nav tādi kā taisnās šuvēs.

Kniedes sadalam pēc vajadzības 1...2 rindās (cikcak novietojumā).

Katlu dibeni. Noteiktāki spriegumu aprēķini katlu dibeniem vispārigi iespējami tikai tad, ja dibeni izveidoti pēc kādas vienkāršas matematiskas līknes (sk. turpmāk blīvos savienojumos vispārīgos nolīdzinājumus spriegumu noteikšanai). Katlu dibenu izveidošanas praksē tādi gadijumi ir samērā retāki, jo, pat ja dibens izveidots pēc tādas līknes (pusaploces vai puselipses), tajā bieži vēl atrodam caurumus (līdējlūku, liesmu cauruļu u. t. t. ievietošanai), kas sagroza visu spriegumu ainu un padara noteiktus aprēķinus neiespējamus. Samērā biežāk tomēr pati dibena līkne nav tāda, kas dotu iespēju izdarīt rēķinus daudzmaz noteiktākā veidā. Tādēļ noteikumos paredzētās formulas ir pusempiriskas dabas ar koeficientiem, kas garantē dibenu pietiekošu praktisku drošību, bet kuru vērtības teoretiski diezgan grūti pamatojamas.

Teoretiski izdevīgākais dibens, kurā var noteikti aprēķināt spriegumus, ir pussfera; tā neērtās formas dēļ to katlos maz lieto; vairāk tas sastopams tvaika akumulatoru būvē.

Spriegumu aprēķins tukšai lodei ar sienas biezumu δ_{lod} un radiju R (resp. caurmēru D), uz kuru darbojas iekšējs spiediens, ir vienkāršs. Pieņemam, ka δ, salīdzinot ar R, ir mazs, un ka tādēļ sienā rodas tikai lodes tangentēm paralleli stiepes spriegumi σ_{dlb} (212. zīm.) Rezultante spiedieniem uz puslodi Σp, kas tiecas pārraut lodi 2 daļās, ir:

$$\Sigma p = \int_{F\ puslode} p \cos\varphi \cdot dF = p \cdot \int_{F\ puslode} dF \cos\varphi = p \cdot \pi R^2$$

(t. i.: spiediens × puslodes projekcija ⊥ Σ p, kā tas pēc 167 lpp. sacītā jau bija sagaidams).

Stiprības nolīdzinājums tādēļ ir:

$$p \pi R^2 \cong 2 \pi R \cdot \delta_{lod} \cdot \sigma_{dlb}, \quad \text{vai:}$$

$$\delta_{lod} = \frac{p R}{2 \sigma_{dlb}} = \frac{p D}{4 \sigma_{dlb}} \quad \ldots\ldots\ldots (36)$$

Formula, kā redzams, ir identiska cilindra šķērsplaisas formulai (17a).

Šo (36) formulu sferiskai sienai resp. analoģiskās formulas (16a) un (17a) cilindriskai sienai, liek par pamatu dibenu sienas biezumu aprēķinam gadijumos, kur dibens veidots no kādas citas līknes rotacijas ap katla ģeometrisko asi, ko patlaban gandrīz vienmēr praktizē. Plakanus dibenus lieto tikai nepieciešamā gadijumā (sk. turpmāk.)

Izliektie dibeni pēc noteikumiem jāveido pēc puselipses vai vieglāk veidojamā t. s. kurvju loka, kas sastāv no 3 riņķu lokiem: ar lielāku radiju R vidū un ar mazāku radiju r malās, kas veido pāreju uz cilindrisko daļu (213. zīm.). Izliektās dibena daļas augstumu apzīmēsim ar h (visi šie izmēri domāti līdz iekšējai virsmai). Dibena ārējo resp. katla iekšējo caurmēru apzīmēsim, kā agrāk, ar D.

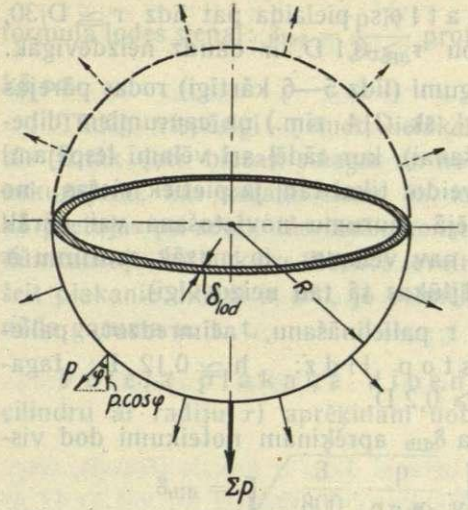
Pēc noteikumiem kurvja loka mazā noapaļojuma radijam r jābūt lielākam vai jālīdzinas puselipses ar tikpat lielu h minimalam izliekuma radijam $\rho_{min} = \frac{2 h^2}{D}$, t. i.: $r \geqslant \frac{2 h^2}{D}$; lielā noapaļojuma radijam R jābūt mazākam vai jālīdzinas šādas elipses lielākam ρ_{max}.

Atkarībā no caurmēra D prasa, lai: $r \geqslant 0{,}1\ D$; $R \leqslant D$; tad h pēc nupat minētā noteikuma iznāk:

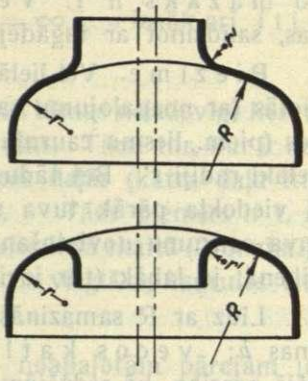
$$h = \sqrt{\frac{r D}{2}} = D \sqrt{0{,}5} \cong 0{,}22\ D;$$

Noteikumi prasa: $h \geqslant 0{,}2\ D$.

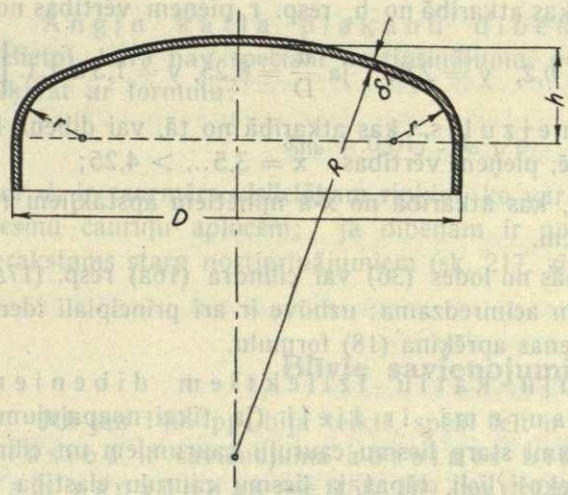
Šīs prasības viegli saprotamas: (36) formula rāda, ka līdz ar R pieaug arī σ_{dlb}, tādēļ mazāki R vēlami; agrāk bieži lietotais $R \cong 1{,}3\ D$ tādēļ neizdevīgāks nekā $R \leqslant D$. Tālāk, mēģinājumi rāda, ka vislielākie spriegumi (līdz 3...4 kārtīgi) rodas taisni dibena pārejas vietās ar radiju r; pie tam tie ir jo lielāki,



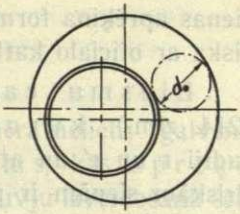
212. zīm.

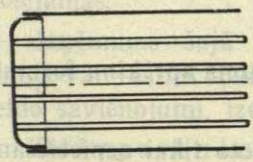


214. zīm.



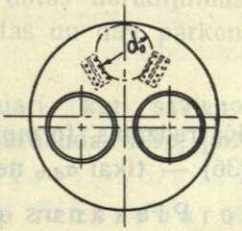
213. zīm.





215. zīm.

216. zīm.



217. zīm.

jo mazāks ir r. Vecos katlos pielaida pat līdz $r \cong D/30$, kas, salīdzinot ar tagadējo prasību $r \geqslant 0{,}1\ D$, ir daudz neizdevīgāk.

Piezīme. Vēl lielāki spriegumi (līdz 5—6 kārtīgi) rodas pārejas vietās (ar noapaļojumu radijiem r', sk. 214. zīm.) uz caurumiem dibenos (piem., liesmu cauruļu ievietošanai), kur tādēļ arī vēlami iespējami lielāki radiji r'. Bet tādus var izveidot tikai tad, ja pietiek vietas; no šī viedokļa pārāk tuva savstarpējā caurumu novietošana vai pārāk tuva caurumu novietošana sienai nav vēlama; jo mazāk caurumu ir dibenā, jo labāk (tur ievietot līdējlūkas tā tad neizdevīgi).

Līdz ar R samazināšanu un r palielināšanu, acīmredzot, palielinas h; vecos katlos sastop līdz: $h \cong 0{,}12\ D$; tagadējā prasība, kā redzējām, ir: $h \geqslant 0{,}2\ D$.

Izliektā dibena sienas biezuma δ_{dib} aprēķinam noteikumi dod vispārēju formulu:

$$\delta_{dib} = \frac{p \cdot D \cdot y \cdot x}{2\,\sigma_{B\,dib}} + c \text{ cm}, \quad \ldots\ldots\ldots (37),$$

kur: y — koeficients, kas atkarībā no h, resp. r pieņem vērtības no:

$y = 2{,}8 \ldots 0{,}55$ [ja $\frac{h}{D} = 0{,}2$, $y = 2{,}0$; ja $\frac{h}{D} = 0{,}25$, $y = 1{,}3$ u. t. t.];

x — drošības reizulis, kas atkarībā no tā, vai dibenā ir caurumi vai nē, pieņem vērtības: $x = 3{,}5 \ldots > 4{,}25$;

c — pielikums, kas atkarībā no x-ā minētiem apstākļiem ir: $c = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ cm.

Šīs formulas izcelšanās no lodes (36) vai cilindra (16a) resp. (17a) sienas aprēķina formulām acīmredzama; uzbūve ir arī principiali identiska ar oficialo katla sienas aprēķina (18) formulu.

Liesmu cauruļu katlu izliektiem dibeniem (214. zīm.), kuros caurumi ir lieli (ja tikai noapaļojumu radiji r un r' un atstatumi starp liesmu cauruļu caurumiem un cilindriskām sienām ir pietiekoši lieli, tāpat, ja liesmu cauruļu elastība ir liela), noteikumi dod formulu sienas biezuma aprēķinam:

$$\delta_{dib} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot \sigma_{dib}} \quad \ldots\ldots\ldots (38)$$

ar $\sigma_{dib} \leqslant 750\ \text{kg/cm}^2$.

Kā redzams, formula identiska lodes sienas biezuma aprēķina formulai (36) — tikai σ_{dib} ņemts relativi mazs.

Plakanus dibenus, kā jau teikts, lieto tikai nepieciešamā gadijumā, jo tie ir ļoti neizdevīgi pretestības ziņā; uz to jau norāda (36)

formula lodes sienai: $\delta_{lod} = \frac{p\,R}{2\sigma_{dlb}}$ proti, ja $R = \infty$, σ iznāk arī itin kā ∞.

Tādēļ, vispārīgi ņemot, lielākas plakanas sienas neizdevīgi lietot: tās iznāk ļoti biezas, smagas un ne visai drošas. Tikai tur, kur ir noenkurojumi, kas sadala sienu it kā mazākās daļās (katra daļa itin kā pretojas pa sevi), tās iznāk konstruktivas. Tāds piemērs ir t. s. dūmcauruļu katli, kuru dibenos ievelmē caurules lielā skaitā (215. zīm.); šeit plakanie dibeni ir ērti, jo velmēšanas darbs vieglāks, caurules vienāda garuma u. t. t.

Vesela plakana dibena (ar noapaļotām pārejām uz cilindru ar radiju r) aprēķinam noteikumi dod formulu (216. zīm.):

$$\delta_{dlb} = \sqrt{\frac{3}{800} \cdot \frac{p}{\sigma_{B\,dlb}}} \cdot \left[D_1 - r\left(1 + \frac{2r}{D_1}\right)\right] \text{ cm}, \quad . . (39)$$

kur D_1 — dibena iekšējais caurmērs.

Angļu katla plakanu dibenu (tagad tādus vairs nelieto), kurā nav specialu nostiprinājumu, pēc noteikumiem var aprēķināt ar formulu:

$$\delta_{dlb} = 0{,}017 \cdot d_o \sqrt{p} \text{ cm} \quad . . . . . (40)$$

kur d_o ir caurmērs vislielākam riņķim, ko var ierakstīt starp sienu un liesmu cauruļu aplocēm; ja dibenam ir nostiprinājumi, tad riņķis ierakstams starp nostiprinājumiem (sk. 217. zīm.).

Blīvie savienojumi.

Kā jau 140. lpp. bija teikts, spēki šeit ir samērā nelieli; galvenā prasība ir savienojuma absoluts blīvums, kas aprēķinam nepadodas (sk., 158., 169 lpp.). Tādēļ šuvju izveidošanā šeit rīkojas gandrīz vienīgi saskaņā ar praktiskiem datiem — empiriskām formulām vai tabulām. Izpildot tur dotos norādījumus, arī stiprības prasības gandrīz vienmēr būs ievērotas un nav pārkontrolējamas.

Izņēmums šajā ziņā ir ļoti lielie rezervuari, kur savienojumos var rasties lielāki spriegumi; tie tādēļ jāpārbauda resp. jāizveido savienojumi, izejot no stiprības prasībām.

Blīvos kniedējumus visvairāk sastop rezervuaros (tvertnēs): ūdenim, petrolejai, naftai, spirtam, eļļai u. t. t., kā arī ga-

zēm ar nelielu spiedienu; tāpat resnākās skārda caurulēs skursteņos (šeit gan blīvums nav tik noteikti vajadzīgs) u. t. t.

Ja rezervuaru sienu biezums $\delta < 5$ mm, tad noblīvēt šuves mechaniskā ceļā nav iespējams un starp skārdiem jāievieto blīvētāja starpkārta: papirs vai audekls, kas mērcēts eļļā, pernicā, miniumķitē u. t. t., augstākām temperaturām asbests, klingerits u. t. t.; bet viss tas derīgs gandrīz tikai tīram ūdenim. Citi šķidrumi blīvētāju ātri saēd; tādēļ šeit vienīgais līdzeklis, ja nevēlas sametināt skārdus, kā to tagad plaši praktizē, ņemt $\delta \geqslant 5$ mm, un blīvēt šuves mechaniskā ceļā, ko parasti izdara tikai ārpusē.

Skārda δ reti ņem zem $\delta = 2$ mm. Vispārīgi, parastās δ robežas ir: $\delta = 2...15$ mm.

Skārda materials pa lielākai daļai ir mīksts tērauds, resp. dzelzs Tr 37 ar $\sigma_B = 3700...4500$ kg/cm² (dažreiz arī vēl Tr 42 ar $\sigma_B = 4200...5000$ kg/cm²).

Rezervuaros principiali varētu pielaist spriegumus līdz apm. $\sigma_{adm} = 1200$ kg/cm², ievērojot to, ka slodze gandrīz konstanta vai, pareizāk, ļoti lēni vienpusīgi svārstīga. Stiprības aprēķinos, (ja tādi vajadzīgi) tomēr jārēķinas ar šuvju vājināšanu; tādēļ faktiski varētu varbūt pieņemt apmēram:

$\sigma_{adm} \cong 800$ kg/cm²; $\gamma \cong 4{,}6$ pārlaidšuvēm;

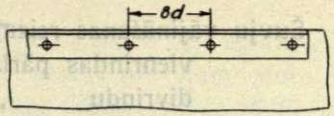
$\sigma_{adm} \cong 900$ kg/cm²; $\gamma \cong 4{,}1$ salaidšuvēm.

Rūsēšanai, bojājumiem u. t. t. pieliek vēl 1...5 mm, jo citādi skārds bieži iznāk ļoti plāns un nekonstruktivs.

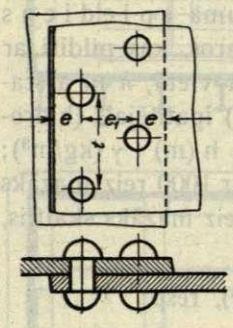
Skārda lapu izmēru attiecība ir parasti 1 : 2.

Šuves gandrīz vienmēr ir pārlaidu tipa ar 1 vai 2 kniežu rindām; daudz retāk lieto salaidu savienojumus — tikai lielākiem rezervuariem, ja $\delta > 15$ mm, vai kur skārdos rodas perpendikulari un meridionali (sk. turpmāk) spiedes spriegumi, kas to varētu ļodzīt. Tur gan vienu no lašām ņem profildzelža veidā lielāka inerces momenta sasniegšanai.

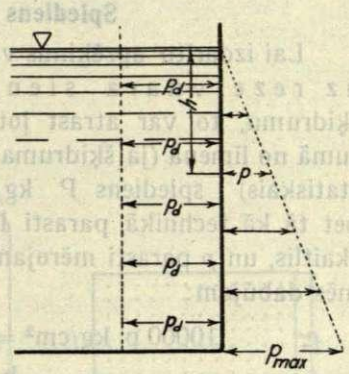
Kas attiecas uz šuvju dimensionēšanu, tad, acīmredzot, varētu lietot katlu šuvju normas, kurās blīvuma prasība neapšaubami izpildīta. Ievērojot tomēr to apstākli, ka spēki ir šeit mazāki, šuves var izveidot arī drusku vājāk pēc kādām piemērotām praktiskām normām, kas literaturā dotas formulu vai tabulu veidā. Piem., varētu ņemt (218. zīm.):



219. zīm.



218. zīm.



220. zīm.

$d \cong \sqrt{5\delta} - 0{,}4$ cm pārlaidšuvēm;

$d \cong \sqrt{5\delta} - (0{,}5...0{,}6)$ cm salaidšuvēm;

$e \cong (1{,}5...1{,}8)\ d$ (plāniem δ vairāk);

$e_1 \cong e + (0{,}5...1{,}1)$ cm;

pēc Bach'a: $t \cong 3\,d + 0{,}5$ cm;

skursteņiem: $t \cong 5\,d$;

leņķdzelžu u. t. t. piekniedēšanai, ja blīvums nav svarīgs:

$t \cong 8\ d$ (219. zīm.).

Kā jau 158. un 162. lpp. teikts, kniežu slēdzamgalvu ērtai izveidošanai jāievēro, ka:

$t_{min} \geqslant (2{,}2 + 2{,}6)\ d$ (mazām kniedēm vairāk),

un, lai blīvums būtu nodrošināts:

$t_{max} \leqslant 8\,\delta$, resp. $t_{max} \leqslant 3{,}5$ d.

Tuvākus datus var atrast specialā literaturā, kur šuvju dimensionēšanas dati doti dažreiz pat atkarībā no šķidruma veida.

Šuvju eventuālā kontrole izdarama kā katliem; γ un σ_{adm} vērtības bija jau dotas 190. lpp.; slīdes pretestību k_n varētu pielaist līdz $k_n = 800$ kg/cm², kaut gan nav vēlams iet virs vērtībām, kas pieņemtas katlu šuvēm, proti: $k_n = 700$, 650, 1200 kg/cm² attiecīgiem šuvju veidiem.

Šuvju vājināšanas reizuļus varētu ņemt:
vienrindas pārlaidu šuvei $z \cong 0{,}6...0{,}65$ (0,6);
divrindu „ „ $z \cong 0{,}7...0{,}75$ (0,7);
vienrindas salaidu „ $z \cong 0{,}7...0{,}75$ (0,7).

Spiediens uz rezervuara sienām.

Lai izdarītu aprēķinus vai kontroli, jāzina šķidruma spiediens uz rezervuara sienām. Atklātos rezervuaros, kas pildīti ar šķidrumu, to var atrast ļoti vienkārši: kaut kādā vietā, h m atstatumā no līmeņa (ja šķidruma īpatn. svars ir γ kg/m³) īpatnējais (hidrostatiskais) spiediens P kg/m² būs: $P\,(kg/m^2) = h\,(m) \cdot \gamma\,(kg/m^3)$; bet tā kā tehnikā parasti lietojam γ kg/dm³, kas ir 1000 reiz mazāks skaitlis, un p parasti mērojam kg/cm², kas ir 10000 reiz mazāks skaitlis, mēs dabūjam:

$$10000\,p\ kg/cm^2 = h\,(m)\ 1000\ \gamma\ (kg/dm^3),\ \text{resp:}$$

$$p = \frac{h\,(m) \cdot \gamma\,(kg/cm^3)}{10} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (41)$$

Tā tad spiedieni ir proporcionali h, t. i. tie sadalas pēc lineara likuma (220. zīm.) ar maksimalo spiedienu pie dibena. Tur principā vajadzētu ņemt biezāku sienu, kas gan praksē gadas tikai lielos rezervuaros.

Ja rezervuars slēgts un uz šķidrumu darbojas apm. konstants pārspiediens p_d, kopējais spiediens būs abu šo spiedienu summa (sk. 220. zīm.): $p_{kop} = p_d + p$.

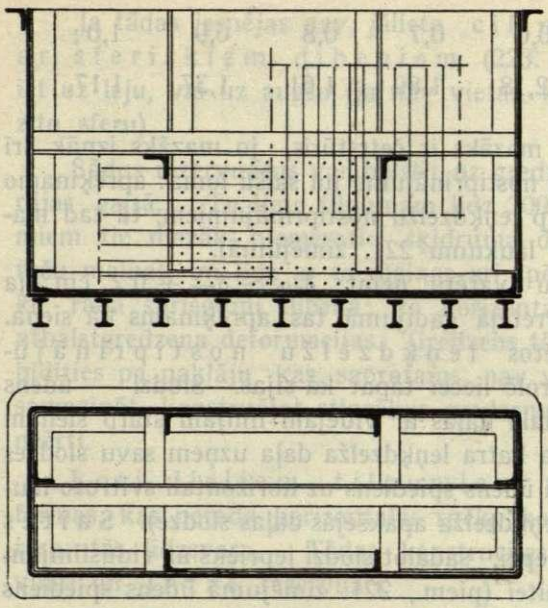
Ja rezervuars pildīts ar gāzi, hidrostatiskais spiediens p praktiski atkrīt, un paliek tikai p_d.

Rezervuara konstrukcija

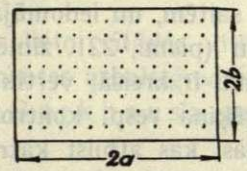
stiprā mērā atkarājas no tā tilpuma: maziem tilpumiem lieto vienkāršu četrstūrainu formu ar plakanām sienām; lielākiem tilpumiem lieto cilindriskus rezervuarus ar plakaniem vai sferiskiem dibeniem, bet ļoti lieliem tilpumiem lieto cilindriskus rezervuarus ar komplicētākas formas dibeniem, kur kombinētas koniskas un sferiskas daļas.

Četrstūraini rezervuari ar plakanām sienām.

Četrstūrainus rezervuarus (tvertnes) ar plakanām sienām lieto līdz 2...3 m augstumam. Tikai ļoti mazos rezervuaros var iztikt bez nostiprinājumiem un saitēm; lielākos saites vajadzīgas, lai nodrošinātu sienu izturību un novērstu pārāk lielas sienu deformacijas (221. zīm.).



221. zīm.



222. zīm.

Saites ir četrstūraino rezervuaru galvenā neērtība; tās prasa lieku darbu un apgrūtina rezervuaru tīrīšanu.

Saites novieto, atkarībā no vajadzības, ar tādu aprēķinu, lai rezervuara sienu biezums $\delta_{res} \leqslant 5...6$ mm; vajadzības gadijumā ņem pa 2 saitēm vertikalā rindā (pie katra vertikalā leņķdzelža).

Ja dibenu nevar novietot uz gludas grīdas vai bieži nostādītām sijām, arī tur vajadzīgi nostiprinājumi (piekniedēti leņķdzelži).

S i e n u b i e z u m u δ_{res} aprēķina kā vienmērīgi slogotu (ar attiecīgo vidējo spiedienu) četrstūrainu platni, kas brīvi atbalstīta perimetrā.

Visvienkāršākā formula δ_{res} aprēķinam ir Ensslin'a:

$$\delta_{res} \cong b \sqrt{\frac{\varphi \cdot p}{\sigma'}} + (0{,}1 + 0{,}2) \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

ar: $\sigma' = 750...900$ kg/cm².

Šeit: b ir četrstūra īsākās malas puse (222. zīm.);

φ ir koeficients, kura vērtība ņemama — atkarībā no četrstūra formas — no tabulas:

$\frac{b}{a} =$	0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0;
$\varphi =$	3	2,485	2,18	1,89	1,61	1,37	1,17.

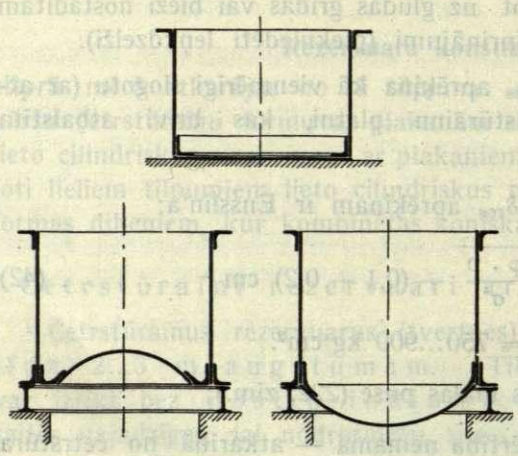
(42) formula rāda: jo mazāks ir četrstūris, jo mazāks iznāk arī δ_{res}. Tādēļ kļūst saprotama nostiprinājumu un saišu loma: aprēķinamo četrstūri var tad ņemt starp leņķdzelžu nostiprinājumiem, tā tad mazāku (sk., piem., punktēto laukumu 221. zīmējumā).

Dibena biezumu varētu ņemt: $\delta_{dib} \cong \delta_{res} + 0{,}2$ cm, ja tas ir viscaur atbalstīts. Pretējā gadijumā tas aprēķinams kā siena.

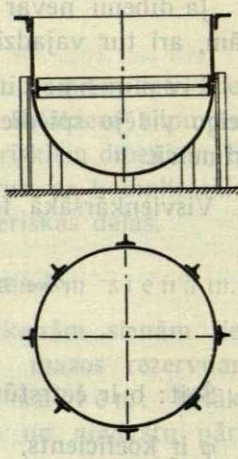
Pie sienām piekniedētos leņķdzelžu nostiprinājumus aprēķina resp. kontrolē liecei tāpat kā sijas. Slodzi — ūdens spiedienu uz sienām — sadala daļās ar vidējām līnijām starp sienām un saitēm, un iedomājas, ka katra leņķdzelža daļa uzņem savu slodzes daļu (piem., 221. zīmējumā ūdens spiediens uz horizontali svītroto laukumu ir kreisā, vertikalā leņķdzelža apakšējās daļas slodze). Saites aprēķina resp. kontrolē stiepei, sadalot slodzi iepriekš ar viduslīnijām daļās, kas atbilst katrai saitei (piem., 221. zīmējumā ūdens spiediens uz vertikali svītroto laukumu ir labās šķērssaites slodze). Leņķdzelžus parasti ņem NoNo 5...7.

Apaļi rezervuari (tvertnes).

Šo rezervuaru lietojamās formas ir dažādas. Ja rezervuara tilpums nav pārāk liels un ja to ir iespējams atbalstīt uz gluda, stabila paklāja, tad var lietot cilindriskus rezervuarus ar plakaniem dibeniem (223. zīm.).



223. zīm.



224. zīm.

Ja tādas iespējas nav, jālieto cilindriskie rezervuari ar sferiskiem dibeniem (223. zīm.), pie kam sfera var iet uz leju, vai uz augšu (ja nav vietas, kur novietot uz leju izvirzīto sferu).

Šādus rezervuarus var balstīt uz gredzenveida pamata; dibens karājas gaisā. To lieto tilpumam līdz 300...350 m^3. Lielākiem tilpumiem tie mazāk piemēroti: šķidruma daudzums rezervuarā parasti tačū mainas, un līdz ar to mainas arī spēki atbalstgredzenā, ko rada spriegumi dibenā; to horizontalās komponentes rada šā atbalstgredzena deformacijas. Gredzens tādēļ spiests kaut drusku pārbīdīties pa paklāju, kas, saprotams, nav vēlams. Deformacijas varētu samazināt, konstruējot stiprākus gredzenus, bet tas iznāktu dārgi un neērti.

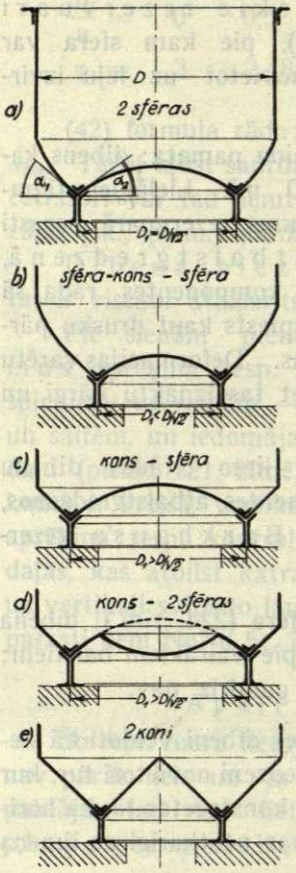
Ļoti lieliem tilpumiem tādēļ lieto citādas dibenu formas, kas nerada horizontalas spēku komponentes atbalstgredzenos, resp. tās līdzsvaro. Tādas konstrucijas ir Barkhaus'a rezervuari un Intze rezervuari.

Barkhaus'a rezervuara dibens ir pussfera (224. zīm.); dibena pārejas vietā cilindrā rezervuars piestiprināts pie vairākiem balstiem; mainīgu horizontalspēku atbalstgredzenā šeit gandrīz nav.

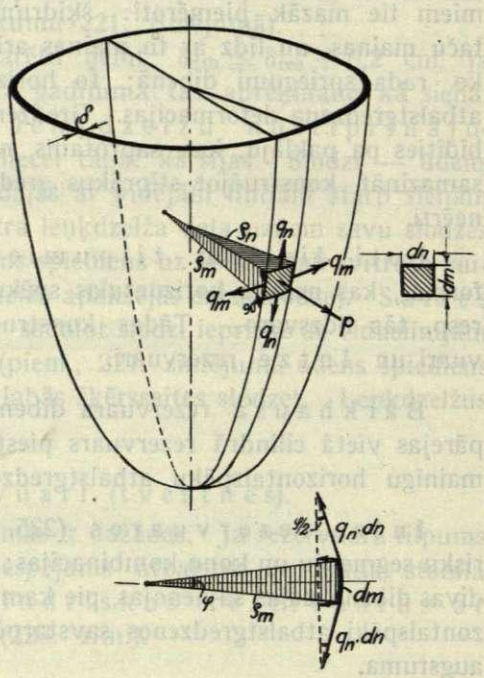
Intze rezervuaros (225. zīm. a...e) dibeni veidoti kā sferisku segmentu un konu kombinacijas; atbalstgredzeni novietoti tur, kur divas dibena daļas savienojas, pie kam šīs daļas konstruetas tā, ka horizontalspēki atbalstgredzenos savstarpēji iznīcinas neatkarīgi no līmeņa augstuma.

Kādu no skicēs parādītām konstrukcijām izvēlas, atkarājas no vēlamā atbalstgredzena caurmēra D_1. Vēlams, lai leņķi α_1 un α_2 dibena daļu sastapšanās vietās griezumā būtu $\sim \geqslant 45°$. Ar sferām vien tas ir sasniedzams, ja $D_1 \cong D/\sqrt{2}$; tādā gadijumā konstrukcija a) ir piemērota; ja $D_1 < D/\sqrt{2}$, ārējai sferai jāpieliek vēl kons, un dabūjam b); ja $D_1 > D/\sqrt{2}$, ārējā sfera pilnīgi atvietojama ar konu, kā c); ja vēlas palielināt tilpumu, tad iekšējo apgāzto sferu var pa daļai atvietot ar uz leju virzītu sferas segmentu, kā d). Retāk lieto 2 konus pēc e); konstrukcija apmēram atbilst gadijumiem a) un b).

No tilpuma viedokļa izdevīgākās ir c), un vēl vairāk d) konstrukcijas, kurām ir liels atbalstgredzens, un kas tādēļ bez grūtībām lietojamas līdz kādiem 2000 m^3 tilpuma; pārējās derīgas varbūt līdz kādiem 1000 m^3, izņemot a), kas derīgs arī lielākiem tilpumiem.



225. zīm.



226. zīm.

Apaļu rezervuaru sienu biezuma aprēķina pamati: spriegumi sienās.

Aplūkojot katlus, mēs jau atradām formulas, ar kuru palīdzību varēja atrast spriegumus sienās, kurām bija cilindriska vai sferiska forma [(16), (17), (36) nolīdzinājumi], un uz kurām iedarbojas iekšējais spiediens. Atradīsim tagad vispārējas formulas, ar kuru palīdzību var atrast spriegumus rezervuaru sienās ar rotacijas ķermeņu formu, uz kurām iedarbojas iekšējais spiediens p (kā p noteicams, mēs jau redzējām 192. lpp.). Zinot spriegumus, viegli atrast arī vajadzīgo sienas biezumu δ (sk. 226. zīm.).

Iedomāsimies, ka δ ir mazs, salīdzinot ar rezervuara izmēriem, un ka tādēļ varam ignorēt lieces spriegumus sienās; tālāk iedomāsimies, ka tur darbojas tikai stiepes vai spiedes spriegumi paralleli sienu vir-

smām; nelielos spriegumus perpendikulari sienām arī ignorēsim. Iedomāsimies 2 bezgalīgi tuvas meridionalplaknes (kas iet caur rotacijas asi) un 2 bezgalīgi tuvas normalplaknes, kas ir perpendikularas meridionalgriezumu līknēm; tās izgriež rotacijas ķermeņa virsmā bezgalīgi mazu laukuma elementu ar malām *dm* un *dn* (226. zīm.). Apzīmēsim stiepes (resp. spiedes) spēkus uz 1 cm, kas iedarbojas sienā paralleli meridionallīniju tangentēm (tā tad perpendikulari *dn*) ar q_n kg/cm (perpendikulars spēki); uz elementu *dn* iedarbosies: $q_n \cdot dn$. Tālāk apzīmēsim stiepes (resp. spiedes) spēkus uz 1 cm, kas darbojas perpendikulari meridionallīniju tangentēm (tā tad perpendikulari *dm*), ar q_m kg/cm (meridionalspēki); uz elementu *dm* iedarbosies: $q_m \cdot dm$.

Lieces radijus apzīmēsim: elementam *dm* ar ρ_m, elementam *dn* ar ρ_n (svarīgi atcerēties, ka ρ_n, vispārīgi ņemot, neatrodas transversalplaknē, jo normalgriezums izdarīts perpendikulari meridionallīknei).

Līdzsvara noteikums prasa, lai spiedienu rezultante uz laukuma elementu: $p \cdot dm \cdot dn$ līdzinātos abu $q_n \cdot dn$ un abu $q_m \cdot dm$ rezultantei; kā redzams no 226. zīm. apakšējās skices, abu $q_n \cdot dn$ rezultante būs:

$$2 \cdot q_n \cdot dn \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = 2\, q_n \cdot dn \cdot \frac{\varphi}{2} = \frac{q_n \cdot dn \cdot dm}{\rho_m}.$$

Analoģiskā kārtā mēs iegūsim abu $q_m \cdot dm$ rezultanti, kā:

$$\frac{q_m \cdot dm \cdot dn}{\rho_n}.$$

Tā tad līdzsvara noteikums dod:

$$p \cdot dm\, dn = \frac{q_n \cdot dm\, dn}{\rho_m} + \frac{q_m \cdot dm\, dn}{\rho_n},$$

vai saīsinot:

$$p = \frac{q_n}{\rho_m} + \frac{q_m}{\rho_n} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (43)$$

Tas ir aprēķina pirmais pamatnolīdzinājums.

Šo nolīdzinājumu var pārveidot tā, lai spēku uz 1 cm q kg/cm vietā formulā ietilptu spriegumi σ kg/cm², kas aprēķinos ir ērtāk. Sakarība ir, acīmredzot: $\sigma = \frac{q}{\delta}$, jo q iedarbojas 1 cm garumā uz δ cm biezo sienu; ievietojot to (43) nolīdzinājumā, dabūjam 1 pamatnolīdzinājuma pārveidoto formu:

$$\frac{p}{\delta} = \frac{\sigma_n}{\rho_m} + \frac{\sigma_m}{\rho_n}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (43a)$$

kur σ_n kg/cm² ir spriegums meridionallīknei perpendikulārā griezumā $d_n \cdot \delta$ (perpendikularspriegums), un σ_m kg/cm² — spriegums meridionalgriezumā $d_m \cdot \delta$ (meridionalspriegums).

Nolīdzinājumā figurē 2 nezinamie spriegumi σ_n un σ_m; tādēļ jāuzstāda vēl otrs.

To atrodam no noteikuma, ka šķidruma svaram G_x, kas iedarbojas uz sienu līdz kādam transversalgriezumam, jālīdzsvarojas ar perpendikularspēku q_n rezultanti, kas rodas šajā vietā (šķidruma svars G_x atvietojams ar tam atbilstošo spiedienu rezultanti aksialā virzienā P_x, ja mums ir darīšana ar slēgtu gāzes rezervuaru spiediena iespaidā).

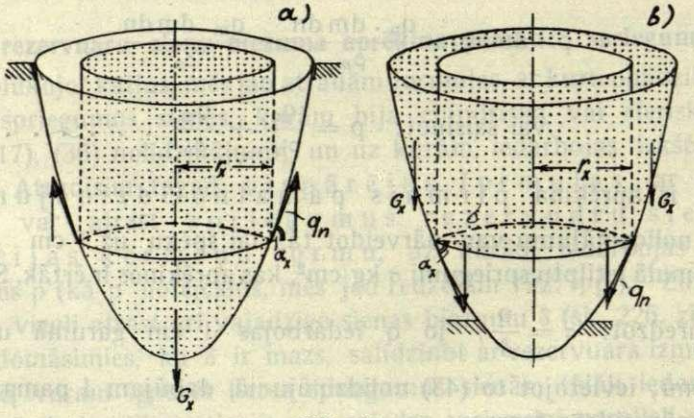
227. zīm. parādīti 2 gadijumi: a) balsts augšā — tad q_n ir, acīmredzot, stiepes spēki; b) balsts apakšā — tad q_n ir spiedes spēki. G_x tilpums, kas katrā gadijumā ievērojams, uzstādot pamatnolīdzinājumu, zīmējumos punktēts.

No skices dabūjam otro pamatnolīdzinājumu:

$$G_x = 2\pi r_x \cdot q_n \sin\alpha_x, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

vai, ievietojot atkal: $\sigma_n = \frac{q_n}{\delta}$, II pamatnolīdzinājuma pārveidoto formu:

$$\frac{G_x}{\delta} = 2\pi r_x \cdot \sigma_n \cdot \sin\alpha_x \quad \ldots\ldots\ldots \quad (44a)$$



227. zīm.

Daži (43a) un (44a) pamatnolīdzinājumu lietošanas piemēri:

1) Cilindrs, kas atbalstīts augšējā malā (228. zīm.):

$$\begin{cases} \rho_m = \infty; \\ \rho_n = \dfrac{D}{2}. \end{cases}$$

No (43a) formulas atrodam:

$$\frac{p}{\delta} = \frac{2\,\sigma_m}{D}, \quad \text{vai:} \quad \sigma_m = \frac{p\,D}{2\,\delta}, \qquad \text{t. i. (16a) formulu.}$$

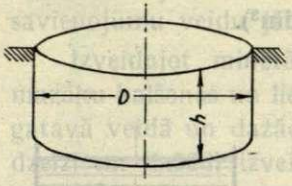
Maksimalais σ_m būs apakšā, kur [(41) form]:

$$p = \frac{\gamma\,h\,(m)}{10}, \qquad \text{proti:} \quad \sigma_{m\,max} = \frac{\gamma\,h\,D}{20\,\delta}.$$

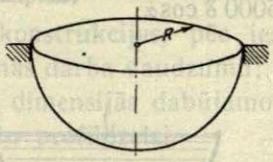
Turpat, acīmredzot, būs maksimalais σ_n, ko atrodam no (44a) formulas:

$$\frac{\pi\,D^2}{4\,\delta} \cdot \frac{h\,\gamma}{10} = \pi\,D\,\sigma_{n\,max} \quad (\text{jo } \sin\alpha_x = 1).$$

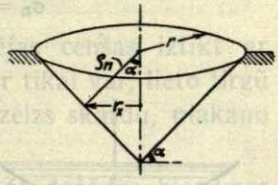
Kā p noteikšanas gadijumā (sk. 192. lpp.) parasti lietojam šādas dimensijas: h m; γ kg/dm³; pārējiem izmēriem cm. Tādēļ formulas kreisā puse jādala ar 10.



228. zīm.



229. zīm.



230. zīm.

Atrodam:

$$\sigma_{n\,max} = \frac{\gamma\,h\,D}{40\,\delta},$$

t. i. 2 reiz mazāku par $\sigma_{m\,max}$ vērtību, ko jau agrāk redzējām [sk. (17a) nolīdzinājumu].

2) Puslode, kas atbalstīta augšējā malā (229. zīm.):

$$\rho_m = \rho_n = R; \quad \text{no (43a) atrodam:} \quad \frac{\sigma_m + \sigma_n}{R} = \frac{p}{\delta}.$$

Zemākā punktā $\sigma_m = \sigma_n$, jo tur meridional- un perpendikulargriezumi identiski; tādēļ tur no (43a) nolīdzinājuma:

$$\sigma_m = \sigma_n = \frac{p\,R}{2\,\delta},$$

tas ir mēs dabūjam jau agrāk atrasto (36) formulu. Citos punktos σ_m un σ_n izteiksmes ir sarežģītākas; no (44a) atrodam σ_n un pēc tam no (43a) nolīdzinājuma σ_m; piem., a u g š ē j ā malā mēs atrastu:

$$\sigma_n = \frac{\gamma\,R^2}{3000\,\delta} \quad \text{un} \quad \sigma_m = -\frac{\gamma\,R^2}{3000\,\delta} \qquad (\text{ar } \gamma \text{ kg/dm}^3).$$

3) K o n s, k a s a t b a l s t ī t s a u g š ē j ā m a l ā (230. zīm.):

$$\rho_m = \infty; \qquad \rho_n = \frac{r_x}{\sin\alpha}.$$

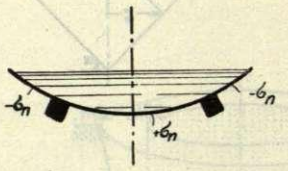
No (43a) nolīdzinājuma atrodam:

$$\frac{p}{\delta} = \frac{\sigma_m \sin\alpha}{r_x}.$$

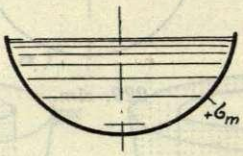
Virsotnē (apakšā): $r_x = 0$, tā tad $\sigma_m = 0$; no (44a) nolīdzinājuma atrodam tālāk, ka tur arī $\sigma_n = 0$, jo $G_x = 0$ (vertikalas linijas svars.)

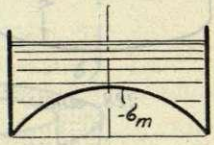
Augšējā malā $p = 0$, tādēļ $\sigma_m = 0$; no (44a) formulas atrodam:

$$\sigma_n = \frac{\gamma\,r^2}{6000\,\delta\cos\alpha} \qquad (\text{ar } \gamma \text{ kg/dm}^3).$$



231. zīm.

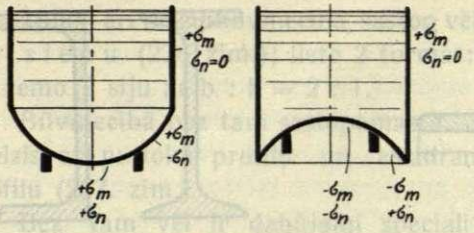




232. zīm.

Ieteicams atcerēties p a z ī m e s, pēc kurām viegli noteikt, vai kādā dotā vietā iedarbojas spiedes (—), vai stiepes (+) spriegumi σ_n un σ_m.

P e r p e n d i k u l a r s p r i e g u m i σ_n ir stiepes spriegumi (+), ja atbalsts ir v i r s aplūkojamās vietas, bet tie ir spiedes spriegumi (—), ja atbalsts ir zem tās, sk. 231. un 233. zīm.



233. zīm.

Meridionalspriegumi σ_m ir stiepes spriegumi (+), ja aplūkojamā vieta ietver šķidrumu (t. i. spiediens virzīts no simmetrijas ass), un ir spiedes spriegumi (—), ja šķidrums ietver aplūkojamo vietu (t. i. spiediens virzīts uz simmetrijas ass pusi), skat. 232. un 233. zīmējumus.

Izturīgie (stiprie) savienojumi.

Šajos savienojumos, kā agrāk aizrādīts, prasību pēc blīvuma nemaz neuzstāda; kniedēm šeit vienīgi jāpārnes (dažreiz ievērojami) spēki.

Šādi kniedējumi sastopami galvenokārt būvniecības konstrukcijās: tiltos, namu skeletos, jumtu fermās, kolonnās u. t. t.; tomēr tos diezgan bieži sastop arī mašinbūvniecībā: visvairāk ceļammašīnu būvē (krānos), bez tam kuģu skeletos un arī vispārējā mašinbūvniecībā: mašīnu rāmjos, fundamentu skeletos u. t. t. Īsumā mums tādēļ ar šo savienojumu veidu jāiepazīstas.

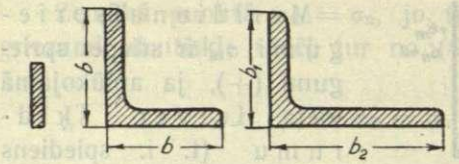
Izveidojot minētās konstrukcijas, pēc iespējas cenšas iztikt ar mazāku kalšanas un liešanas darba daudzumu; kur tikai var, lieto tirgū gatavā veidā un dažādās dimensijās dabūjamo dzelzs skārdu, plakano dzelzi un dažādi izveidoto profildzelzi.

Skārds dabūjams dažādos biezumos; tāpat dažādos biezumos un platumos dabūjama (234. zīm.) t. s. plakanā dzelzs (četrstūraina šķērsgriezuma).

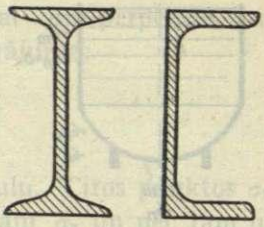
Galvenie lietojamie profildzelžu veidi ir: vienādsānu leņķdzelzis (stūrenis) ar vienāda platuma plauktiem: b = b (234. zīm.).

Retāk vajadzības gadijumā lieto nevienādsānu leņķdzelzi ar plauktu (sānu) attiecību $b_2 : b_1$ kā 3 : 2, vai 2 : 1 (234. zīm.).

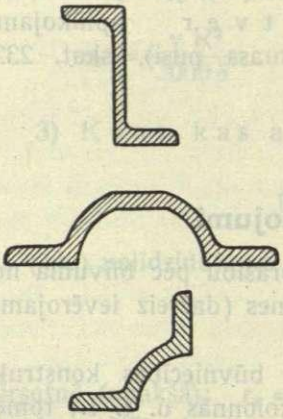
Stipri izplatītas, it sevišķi būvniecībā, ir t. s. dubult-T sijas ar 2 joslām un sienu vidū; tāpat ļoti bieži (arī mašinbūvniecībā) lieto U sijas ar 2 plauktiem un sienu malā (235. zīm.).



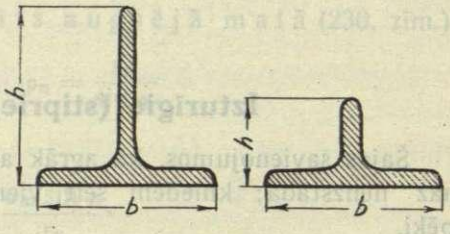
234. zīm.



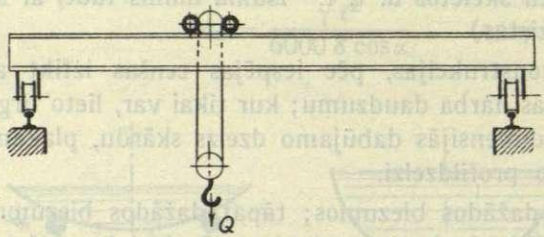
235. zīm.



237. zīm.

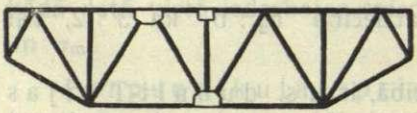


236. zīm.

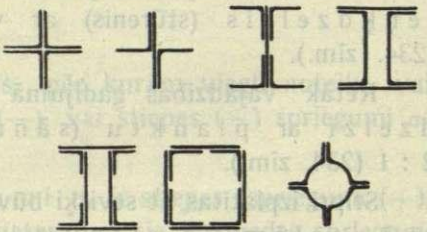


238. zīm.

239. zīm.



240. zīm.



241. zīm.

Tālāk, arī mašinbūvniecībā, sastop vēl t. s. T sijas ar lokātu un sienu (236. zīm.); lieto 2 formas: augsto T siju ar b : h = 1 : 1, un zemo T siju ar b : h = 2 : 1.

Būvniecībā bez tam sastopamas t. s. Z dzelzis, pārklājuma dzelzis ar pusloka profilu un kvadrantu dzelzis ar ceturtdaļloka profilu (237. zīm.).

Bez tam vēl ir dabūjami speciali profili sevišķām vajadzībām (piem., kuģu būvniecībai).

Uzrādīto gatavo dzelzs materialu lietošanas un savienošanas veidi ir dažādi, atkarībā no vajadzības; ja mēs, piem., gribam konstruēt braucamo tilta krānu, tad:

1) ja pārlaidumi ir mazi un ceļamās slodzes arī relativi mazas, mēs varam iztikt ar piemēroti izvēlētām dubult-T sijām; tās tikai vēl savā starpā savienojamas, un tām pievienojamas pārējās nepieciešamās daļas (238. zīm.);

2) lielāku slodžu un pārlaidumu gadījumos vairs nevarēs atrast piemērotas sijas; tad tādas vajadzēs speciali izveidot no skārda un leņķdzelžiem kā kniedētas sijas (239. zīm.);

3) vēl lielāku slodžu un pārlaidumu gadījumos kniedēta sija būtu par daudz smaga, jo materials sienas vidū, un tāpat sijas galos, kā zināms, slikti izmantots. Visur, kur vēlama vieglāka konstrukcija, ņem t. s. fermas, kas kniedētas no profildzelžiem (parasti ⌊) un plakanas dzelzs ar atsevišķiem stieņiem, kas savienoti mezglos. Darba šeit diezgan daudz, bet materialu labi izmanto. Stieņos šeit darbojas tikai stiepes vai spiedes spēki (240. zīm.).

Spiestos stieņos plakanu dzelzi nevar lietot, jo tā viegli ļodzītos; tur jālieto profildzelži resp. konstrukcijas, kas sakniedētas no 2 vai vairākiem profildzelžiem. Arī kolonnās, kurās spiedes spēki ir sevišķi lieli un kuru garums ievērojams, varētu lietot 241. zīm. parādītās profildzelžu konstrukcijas. Šeit inerces moments visos virzienos ir apm. vienāds.

Materials profildzelžiem, plakandzelzij un skārdam parasti ir mīksts tērauds ar $\sigma_B = 3700...4500$ kg/cm² (Tr 37); specialām vajadzībām lieto arī stiprāku materialu ar σ_B līdz 4400...5200 kg/cm².

Kas attiecas uz pielaižamiem spriegumiem, tad tie dažādos noteikumos (augstbūvēm, tiltiem, dzelzceļa konstrukcijām u. t. t.) normēti, pie kam tie atšķiras atkarībā no materiala un aprēķina veida; bez tam dažādās normās tie arī nav vienādi. Sastopamas vērtības: σ_{adm} un $\sigma'_{adm} = 1200...1600$ kg/cm² dažādām būvniecības kon-

strukcijām; spiedei līdz $\sigma_{d\ adm} = 1400$ kg/cm² (parastajam Tr 37). Tur, kur mums ir darīšana ar dinamiskām slodzēm vai satricinājumiem, σ_{adm} pazeminams, piem., tiltiem atkarībā no pārlaiduma, vai mašīnbūvniecībā (izņemot ceļammechanismus, kur spēkā apm. būvniecības normas), kur pielaiž līdz $\sigma_{adm} = \sigma_{d\ adm} = \sigma'_{adm} \leqslant 750$ kg/cm².

Spiedes, stiepes vai lieces aprēķinā no šķērsgriezuma vai inerces momenta atvelk šķērsgriezumu resp. inerces momentu, kas atbilst kniežu caurumiem (ar ko σ palielinas); ļodzes kontrolē turpretim bieži neizdara šo korrekturu.

Par kniežu materialu un galvu formu ziņas bija jau dotas nodaļas sākumā 135., 136. lpp.

Kniežu aprēķinu, kā jau pa daļai agrāk aizrādīts (150. līdz 151. lpp.), pēc dažādiem būvniecības noteikumiem prasa cirpei un kniedes kāta virsmas spiedei. Vajadzīgos nolīdzinājumus viegli dabūjam no agrāk (150., 151. lpp.) atrastiem (II) un (III) nolīdzinājumiem, ievedot tajos vēl koeficientu n_{kn}, t. i. kniežu skaitu savienojumā (ko cērp spēks P):

$$P = n_{kn} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} \cdot m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (45)$$

(cirpei; šeit m — cirpto šķērsgriezumu skaits kniedē) un:

$$P = n_{kn} \cdot \Sigma_1 \delta \cdot d \cdot p \quad \ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

(kāta virsmas spiedei; šeit $\Sigma_1 \delta$ — kopējais skārdu resp. profildzelžu biezums, kur P iedarbojas vienā virzienā).

Minimalais n_{kn} svarīgākās vietās ir 3;
„ „ mazāk svarīgās „ „ 2.

Pēc noteikumiem τ_{kn} pielaiž līdz $\tau_{kn} \leqslant 0{,}8\ \sigma_{adm}$; tādēļ būvniecības konstrukcijās un ceļammechanismos sastopamies ar τ_{kn} līdz $\tau_{kn} \leqslant 1000$ ...1280 kg/cm² un vairāk (specialiem materialiem līdz $\sim$ 1400 kg/cm²).

Mašinbūvniecībā turpretim $\tau_{kn} \leqslant 0{,}8 \cdot 750 = 600$ kg/cm² (stipros savienojumos).

Kāta virsmas spiedei p noteikumi pielaiž līdz: $p \leqslant 2\ \sigma_{adm}$, un daži pat līdz: $p \leqslant 2{,}5\ \sigma_{adm}$. Labāk gan varbūt neiet pāri par $p = 2\ \tau_{kn}$, jo citādi dažreiz dabūjam p, kas pārsniedz tecēšanas robežu (piem., $2{,}5 \cdot 1600 = 4000$ kg/cm²), un kas pielaižami tikai tādēļ, ka patiesībā berze starp savienotām daļām neatļauj tādiem spiedieniem attīstīties (sk. 152. lpp.).

Piezīme. Virsmas spiedes kontrole ir svarīgāka plānu skārdu (t. i. maza $\Sigma_1 \delta$) gadijumā: ja uzstādam noteikumu: $2\ \tau_{kn} = p$, tad no (45) un (46) formulām atrodam viengriežņa kniedēm:

$$n_{kn} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{kn} = n_{kn} \cdot \Sigma_1\delta \cdot d \cdot 2\tau_{kn}; \qquad \frac{d}{\Sigma_1\delta} = \frac{8}{\pi} \cong 2{,}56.$$

Ja $\frac{d}{\Sigma_1\delta}$ attiecība ir tik liela, tad $p = 2\tau_{kn}$. Ja $\Sigma_1\delta$ ir lielāks, tad p jābūt mazākam, un tādēļ virsmas spiede noteikti nesasniegs $2\tau_{kn}$; tikai, ja $\frac{d}{\Sigma_1\delta} > 2{,}56$, virsmas spiedes kontrole nepieciešama, resp. jārēķina virsmas spiedei.

Divgriežņu kniedēm mēs atrastu attiecīgo robežu:

$$\frac{d}{\Sigma_1\delta} = \frac{4}{\pi} \cong 1{,}28.$$

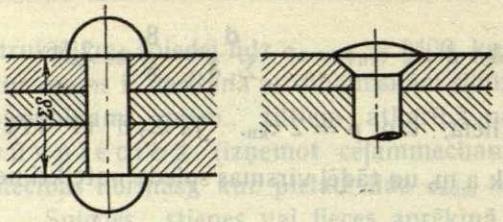
Kniežu caurmērus d, kā jau 160. lpp. aizrādīts, var izvēlēties pēc (7) formulas: $d = \sqrt{5\delta} - 0{,}2$ cm, kur δ ir plānākā skārda biezums cm-os. Kur spēki ir ievērojamāki, tur pēc iespējas vēlams $d \geqslant 14$ mm.

Pārāk daudz dažādu kniežu ØØ konstrukcijās nav vēlams ņemt; jācenšas iztikt maksimali ar 2—3 caurmēriem, lai novērstu citādi viegli iespējamās kļūdas.

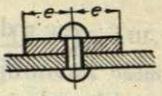
Tālāk, kā jau lpp. 145. teikts, nedrīkst pielaist pārāk lielus kniežu kātu garumus, kas līdzinas, acīmredzot, $\Sigma\delta$ (242. zīm.); parastām kniedēm $\Sigma\delta \leqslant (3...4)d$ (visaugstāk $\sim 4{,}5$ d); citādi kniedes ļodzīšanas dēļ berzes pretestība samazinas, vai atkal viegli atlec galvas, ja ļodzīšana nav notikusi. Iegremdētām resp. pusiegremdētām kniedēm var ņemt līdz $\Sigma\delta = (4...5)d$ (visaugstāk $\sim 6{,}5$ d), jo kāts šeit iegremdējuma dēļ iznāk īsāks. Ja $\Sigma\delta$ ir ļoti lieli, kniedes vajadzības gadījumā jāatvieto ar ielāgotām skrūvēm.

Kniežu soli *t*, resp. atstatumu starp 2 tuvākām kniedēm, ja ir 2 un vairāk rindas (243. zīm.), stipros savienojumos var izvēlēties diezgan plašās robežās, jo šeit blīvumu neprasa. Vispārīgi runājot, parastās *t* robežas kniedēm, kurām jāpārnes spēki, ir: $t \cong (2{,}5...6)$ d, retāk līdz *8* d. Kā t_{min} dažādos noteikumos uzrādīts $t_{min} = (2{,}5...3{,}5)$ d.

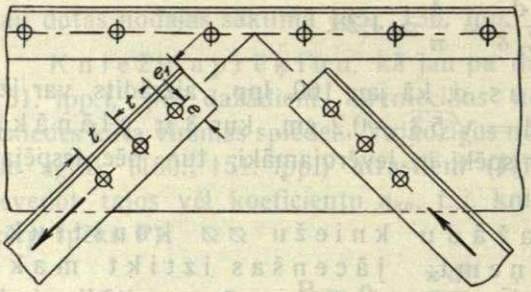
Ja kniedes nepārnes spēkus, tad *t* var ņemt lielāku, jo šeit daļas tikai saturamas kopā; tomēr pārāk lielus *t* arī šeit nav vēlams ņemt, jo tad savienotās daļas viegli atdalas un tur rodas spraugas, kurās sakrājas mitrums: daļas rūsē. Skārdu savienošanai ņem $t_{max} \cong (5...6)d$ atkarībā no skārda δ (līdz $\delta = 11$ mm,



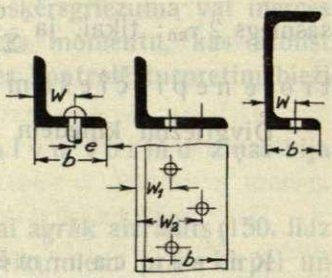
242. zīm.



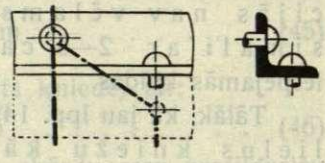
246. zīm.



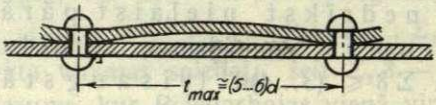
243. zīm.



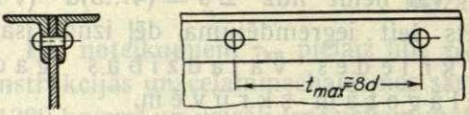
247. zīm.



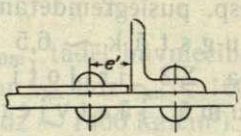
248. zīm.



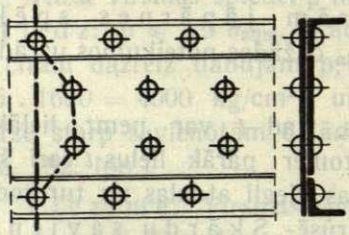
244. zīm.



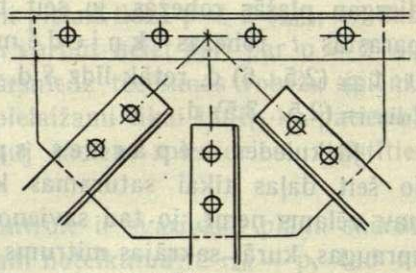
245. zīm.



249. zīm.



250. zīm.



251. zīm.

$t_{max} \cong 5$ d), tāpat skārda pievienošanai profildzelzim (244. zīm.). Profildzelžu savienošanai var iet līdz $t_{max} = 8$ d (245. zīm.); ceļammašinās ņem arī vairāk: spiestos stieņos $t_{max} \cong 7$ d, stieptos — $t_{max} \cong 10$ d.

Atstatumi līdz malām resp. galiem (skaitot no kniežu centriem) ņemami (sk. 243. zīm.) spēka virzienā: $e_1 \cong$ (2...2,5) d (sk. (11) formulu); ļoti plānam skārdam ņem līdz $e_1 \cong 2{,}8$ d; perpendikulari spēka virzienam: $e \cong (1{,}5...2)$ d.

Ja spēkus nepārnes, līdz malām var ņemt $e \cong (2{,}5...3)$ d; plāna skārda gadijumā jāņem mazāk (ja $\delta \leqslant 14$ mm, $e \cong 2{,}5$ d), lai nerastos spraugas (246. zīm.).

Profildzelžos atstatumi līdz malām e kā arī maksimalie iespējamie kniežu caurmēri d_{max} nav brīvi izvēlami, jo šeit jārēķinas ar kniežu slēdzamgalvu izveidošanas iespēju (247. zīm.). Atstatumiem w (līdz b = 120 mm) vai w_1 un w_2 (virs b = 120 mm) dotas normas; normēti arī d_{max} katram b.

Ja leņķdzelžos kniedes jānovieto abos plauktos, tad ieteicams novietot tās pēc iespējas pārmijus (248. zīm.). Citādi grūti izveidot galvas (jāatstāj vieta veidnim!), un bez tam stipri vājina šķērsgriezumu. Tāpat ievērojama kniedēšanas iespēja, ja cita daļa to varētu traucēt (sk., piem., 249. zīm. piekniedēto leņķdzelzi; tur jāatstāj pietiekošs e'). Veidņu normalie ⌀⌀ ir:

kniežu d =	14	17	20	23	26	29	mm;
veidņu ⌀ =	30	35	40	45	50	55	„ .

No stiprības viedokļa jāraugas uz to, lai 248. un lieli 250. zīm. parādītie — — — un — · — · — šķērsgriezumi būtu pietiekoši lieli (248. zīmējumā leņkdzelža apakšējais plaukts iegriezts pa 90° zīmējuma plaknē).

Lai mezglos nerastos momenti un stieņos ekscentriskas slodzes, visu stieņu smaguma līnijām (caur šķērsgriezumu smagumu centriem) jākrustojas vienā mezgla punktā. Vieglākās konstrukcijās bieži apmierinas ar to, ka smaguma līniju vietā liek krustoties kniežu centru līnijām (251. zīm.).

V. Pārvadi; klasifikacija un pārvadi ar elastīgu saiti.

Pārvadu klasifikacija.

Vispārīgi par pārvadiem varētu nosaukt kopdarbīgu elementu grupas, ar kuru palīdzību vienas rotējošas t. s. „dzinējvārpstas" momentu (tā tad arī enerģiju resp. jaudu) pārnes (pārvadā) uz citu rotējošu t. s. „dzenamo jeb dzīto vārpstu" (resp. vairākām vārpstām). Tas var notikt: vai nu tieši ar elementu palīdzību, kas piestiprināti pie vārpstām, vai arī ar kāda elastīga starpelementa — saites — starpniecību.

I. Pārvadi ar tiešu momentu pārnešanu.

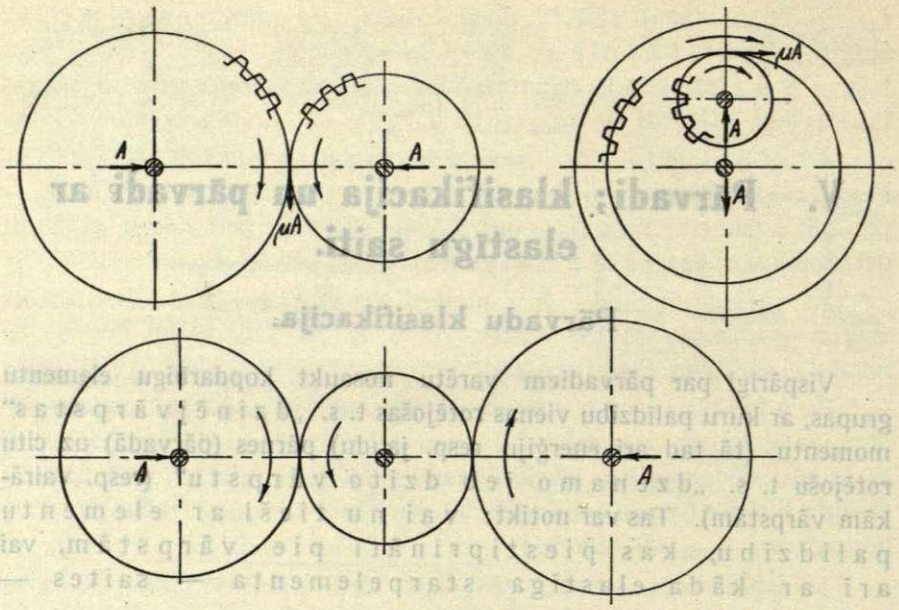
Pie pirmās grupas ar tiešu momenta pārnešanu pieder:

a) velšanās pārvadi: 1a) berzes pārvadi un 2a) zobratu pārvadi;

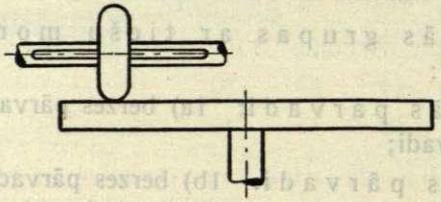
b) skrūves pārvadi: 1b) berzes pārvadi (reti sastopami); 2b) jauktie skrūves - velšanās zobratu pārvadi: hiperbolratu un skrūvratu pārvadi; 3b) tīrie skrūves pārvadi: gliemežpārvadi.

1a) Berzes pārvadi. Šeit berze starp diviem cieši kopā saspiestiem rotējošiem ķermeņiem pārnes momentu resp. jaudu no vienas vārpstas uz otru. Visvienkāršāko gadijumu dabūjam, kad abu vārpstu asis ir parallelas; tad rotējošie ķermeņi ir cilindriski un pārvadu sauc par cilindrisku (252. zīm.).

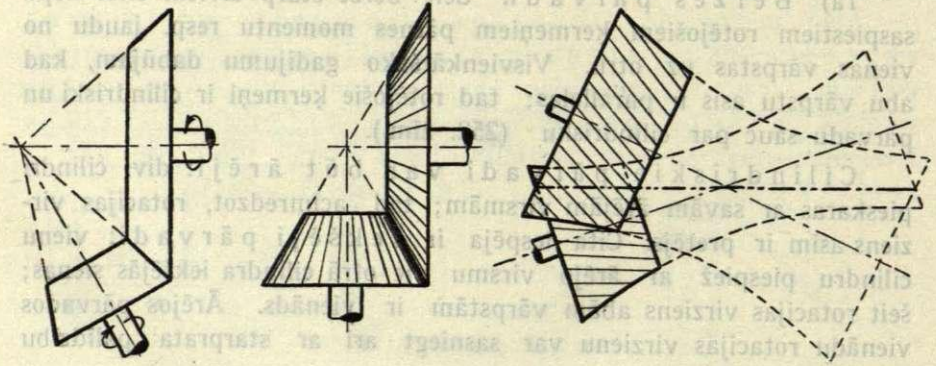
Cilindriskie pārvadi var būt ārēji: divi cilindri pieskaras ar savām ārējām virsmām; tad, acīmredzot, rotacijas virziens asīm ir pretējs. Cita iespēja ir iekšēji pārvadi: vienu cilindru piespiež ar ārējo virsmu pie otrā cilindra iekšējās sienas; šeit rotacijas virziens abām vārpstām ir vienāds. Ārējos pārvados vienādu rotacijas virzienu var sasniegt arī ar starprata palīdzību (sk. 252. zīm.).



252. zīm.



254. zīm.



253. zīm. *255. zīm.*

Gadijumā, ja vārpstu asis krustojas, rotējošiem ķermeņiem jābūt koniem; tādus pārvadus sauc par koniskiem (253. zīm.). Visbiežāk praksē gadas, ka leņķis starp vārpstām ir 90°. Praksē sastopami tikai ārējie koniskie pārvadi.

Visos līdz šim aplūkotos gadijumos abi rotējošie ķermeņi **var** velties viens par otru bez jebkādas slīdes: abu ķermeņu ātrumi visos saskaršanās punktos **var** būt attiecīgi vienādi; tādēļ šos pārvadus sauc par velšanās pārvadiem.

Tādas īpašības, piem., nav diezgan plaši lietotam berzes šķīvju pārvadam (254. zīm.).

Ja šeit rati saskartos pa cilindriskā mazā rata veiduli, tad mazā rata virsmas punktu ātrumi būtu viscaur vienādi; attiecīgo lielā rata punktu ātrumi turpretim nevar būt vienādi, jo to radiji ir nevienādi. Tādēļ obligati notiks slīde starp ratu virsmām, izņemot vienu aploci. Šķīvju pārvadi tādēļ parasti veidoti ar noapaļotu mazo ratu, lai dabūtu pēc iespējas punkta saskari. Tie ļoti ērti tajā ziņā, ka tajos viegli mainīt t. s. pārnesumu (sk. turpmāk), pārbīdot mazo ratu tuvāk vai tālāk no lielā rata ass.

2a) Zobratu pārvadi. Visu līdz šim aplūkoto rotacijas ķermeņu (izņemot šķīvja pārvada) ārējās (resp. iekšējās) konturās var izveidot zobus ar tādu aprēķinu, lai viena ķermeņa zobi ietilptu otrā ķermeņa attiecīgos robos starp zobiem. Tad momentu (resp. jaudu) pārnesīs no vienas vārpstas uz otru piespiestā kārtā bez berzes, un tādēļ atkrīt vajadzība pēc ievērojamiem spēkiem ķermeņu savstarpējai saspiešanai. Šādus pārvadus sauc par zobratu pārvadiem, bet rotacijas ķermeņus — par zobratiem.

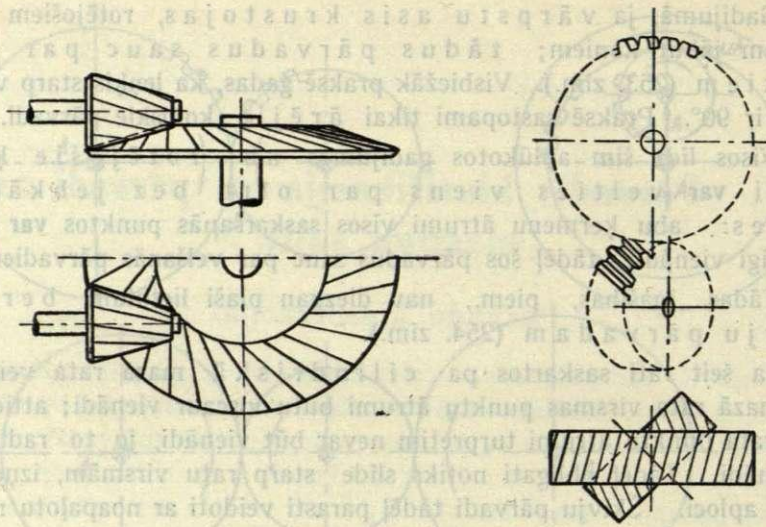
Principiali varam izšķirt zobratu pārvados visas tās pašas grupas kā berzes pārvados, ar tādām pašām īpašībām, proti:

Cilindriskos pārvadus (252. zīm.): ārējos ar pretējo rotacijas virzienu, ko vajadzības gadijumā var pārvērst korrespondējošā virzienā ar starpratu; iekšējos ar vienādu rotacijas virzienu.

Visiem cilindriskiem pārvadiem zobratu asis ir parallelas.

Koniskos pārvadus (253. zīm.) ar asīm, kas krustojas; visbiežāk leņķis ir 90°. Arī šeit lieto (kā berzes pārvados) praktiski tikai ārējos pārvadus.

1b) Skrūves berzes pārvadus gandrīz nemaz nelieto, tādēļ to aplūkošana būtu lieka; principā to velšanās ķermeņi izskatītos kā tūliņ aplūkojamie 2b) — tikai bez zobiem.



256. zīm.

2b) Jauktie skrūves — velšanās zobratu pārvadi: hiperbolratu un skrūvratu pārvadi.

Ja abu vārpstu asis šķērsojas telpā (t. i. nekrustojas un nav parallelas), tad teoretiski pareizākās formas abu rotacijas ķermeņu izveidošanai ir vienpolu hiperboloidi, ko mēs dabūtu, ja kāda taisna līnija (255. zīmējumā), kas nav parallela un arī nekrusto vārpstu asis, rotētu ap šīm asīm. Šīs taisnes (kas ir, acīmredzot, abu rotacijas ķermeņu kopējā pieskare) virzienā varētu izveidot zobus un tā dabūt t. s. hiperbolratu pārvadus (255. zīm.). Ja tādus konstruē, tad katrā ziņā diezgan īsus (kā skicē); bet arī tad darbs diezgan dārgs. Tādēļ tos parasti atvieto ar cilindriskiem vai koniskiem velšanās ķermeņiem, uz kuriem zobi izveidoti garenvirzienā pēc skrūves līnijām; tas iznāk daudz lētāk. Tā iegūst t. s. skrūvratu pārvadus (256. zīm.).

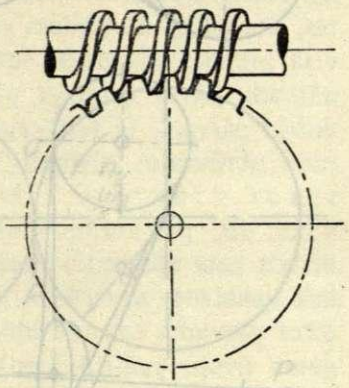
Salīdzinot ar hiperbolratiem, skrūvrati ir daudz neizdevīgāki teoretiskā ziņā, jo zobu saskaršanās šeit notiek tikai punktā, hiperbolratos turpretim pa līniju. Tādēļ zobu dilšana būs daudz lielāka, un skrūvrati lielu jaudu pārnešanai nav sevišķi noderīgi.

Abos šajos pārvados notiek pa daļai abu rotacijas ķermeņu savstarpējā velšanās. Izpētot jautājumu tuvāk, mēs tomēr redzētu, ka mums bez tam ir darīšana ar ievērojamu slīdi zobu garenvirzienā, kas līdzīga tai, kāda notiek skrūvē, uzgriežņa vītnēm

slīdot pa skrūves vītnēm. Tā kā bez tam skrūvratos zobi veidoti pēc skrūves līnijām garenvirzienā, kļūst saprotams to nosaukums: jauktie velšanās - skrūves pārvadi.

Specialu (praksē ļoti svarīgu) skrūvratu pārvada gadījumu dabūjam, ja ratu asis ir parallelas; tad slīde pazūd, un dabūjam atkal tīru velšanās pārvadu.

3b) Gliemežpārvadi, kā mēs savā vietā skrūvju teorijā jau īsi minējām, ir patiesībā atvasināti no skrūves. Sektorveida garš uzgrieznis itin kā salocīts apaļā t. s. gliemežrata veidā un piestiprināts pie vārpstas. Griežot skrūvi, ko šeit sauc par gliemezi, arī gliemežrats griežas, uzņemot tādā veidā gliemeža vārpstas enerģiju.



257. zīm.

Vārpstas arī šeit, acīmredzot, šķērsojas telpā; parastais leņķis ir 90°. Visvairāk lieto cilindriskos gliemežus, kas pēc uzbūves ir normalas skrūves (257. zīm.); daudz retāk sastop specialas formas (globoidalos gliemežus, gliemežratus ar ruļļiem u. t. t.).

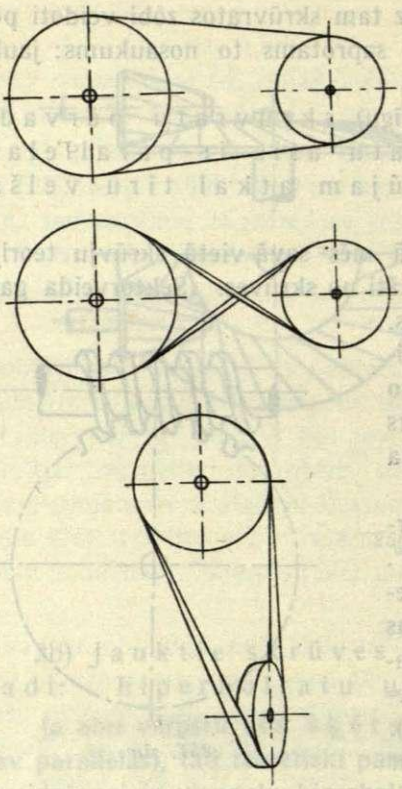
Gliemežpārvadā (vismaz tādā, kur asis šķērsojas 90° leņķī) abi rotējošie ķermeņi: gliemezis un gliemežrats ar savām (cilindriskām) konturām pavisam jau vairs neveļas viens par otru. Kā jau mēs minējām, šī pārvada kustība ir atvasināta no skrūves un uzgriežņa savstarpējās kustības; tādēļ arī saprotams, ka gliemežpārvadu grupu sauc par tīriem skrūves pārvadiem.

II. Pārvadi ar elastīgu starpelementu (saiti).

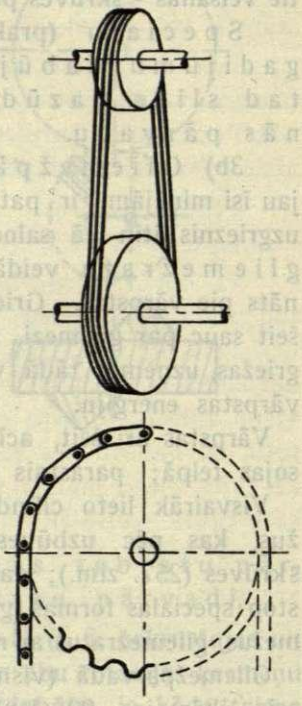
Pie otrās grupas: pārvadiem ar elastīgu starpelementu (saiti), ko lieto galvenokārt tur, kur atstatumi starp vārpstu asīm ir relativi lieli, pieder:

a) siksnu pārvadi;
b) virvju pārvadi;
c) ķēžu pārvadi.

a) Siksnu pārvadi (258. zīm.). Šeit enerģiju pārnes no dzinējvārpstas uz dzenamo ar starpelementa — siksnas palīdzību.



258. zīm.



259. zīm.

Siksna aptver divus skriemeļus, pa vienam uz katras vārpstas. Berze notur siksnu uz skriemeļiem un neatļauj tai slīdēt. Tādā veidā iespējama stiepes spēku S_1 un S_2 (abās siksnas daļās) diference, kas dod lietderīgu aploces spēku, ar ko enerģiju pārnes no vienas vārpstas uz otru.

Visvienkāršākā — t. s. atklātā pārvadā — rotacijas virzieni abām vārpstām ir vienādi; t. s. krustotā pārvadā virzieni ir pretēji. Abos šajos pārvados vārpstu asis ir parallelas; bet iespējami arī pārvadi ar šķērsotām vārpstu asīm, kā tas redzams no skices. Siksnas izgatavo no ādas vai tekstilauduma, ko parasti impregnē. Retāk lieto tērauda lentas.

b) Virvju pārvadi (259. zīm.). Principiali tie darbojas tāpat kā siksnu pārvadi, tikai saites ir citādas, proti: kaņepāju vai kokvilnas virves vai tērauda trosas (pēdējās patlaban gandrīz vairs nelieto).

c) Ķ ē ž u p ā r v a d i (259. zīm.). Šeit elastīgā saite izveidota l o c e k ļ u ķ ē d e s veidā, un uz skriemeļiem izveidoti attiecīgās formas zobi. Vajadzība pēc berzes, kas noturētu ķēdi uz skriemeļa, šeit, acīmredzot, atkrīt.

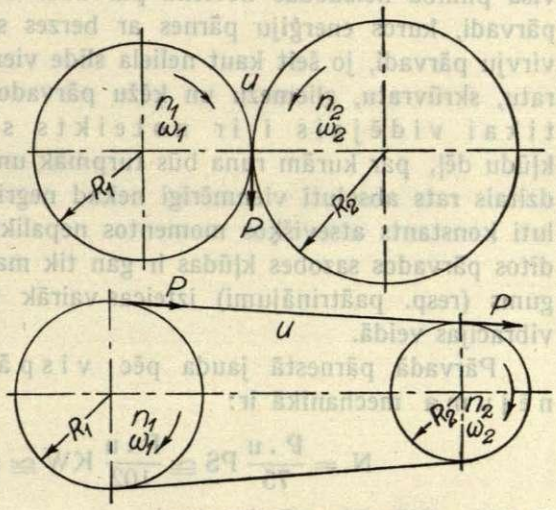
Galvenie vispārējie lielumi pārvadu teorijā.

Apzīmēsim ar indekiem *1* lielumus, kas attiecas uz dzinējvārpstu, ar *2* lielumus, kas attiecas uz dzīto vārpstu (260. zīm.). Turpmāk lietojamie lielumu simboli būs šādi:

n_1, n_2 — ritu skaiti/min;
R_1, R_2 — skriem. radiji m;
D_1, D_2 — skriem. caurm. m;
ω_1, ω_2 — leņķu ātrumi/sec;

u — aploces ātrums m/sec, kas idealā gadijumā vienāds abiem skriemeļiem;

P — aploces spēks kg, kas idealā gadijumā arī vienāds abiem skriemeļiem.



260. zīm.

Definējam: **pārnesuma skaitlis** (jeb pārnesums) **i** ir attiecība starp dzinējvārpstas un dzītās vārpstas leņķu ātrumiem:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Tā kā: $\omega = \frac{\pi n}{30}$, atrodam tālāk: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$;

bez tam:

$$u = \frac{2\pi R_1 n_1}{60} = \frac{2\pi R_2 n_2}{60} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

no kurienes:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Ievietojot to (1) nolīdzinājumā, atrodam:

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1a)$$

[sk. arī (1b) formulu 217. lpp.].

Vispārīgi runājot, ar retiem izņēmumiem mēs cenšamies dabūt pārvados konstantu un noteiktu i: tas, acīmredzot, nozīmē ka, dzinējvārpstai vienmērīgi rotējot, arī dzītā vārpsta vienmērīgi rotēs, neatkarīgi no slodzes vai citādiem apstākļiem. Sasniegt šo prasību visā pilnībā neizdodas nevienā pārvadā. Atkrīt jau, acīmredzot, visi pārvadi, kuros enerģiju pārnes ar berzes spēku: berzes, siksnu un virvju pārvadi, jo šeit kaut neliela slīde vienmēr notiks. Bet arī zobratu, skrūvratu, gliemežu un ķēžu pārvados, kur slīde notikt nevar, tikai vidējais i ir noteikts skaitlis. T. s. sazobes kļūdu dēļ, par kurām runa būs turpmāk un ko pilnīgi novērst nevar, dzītais rats absoluti vienmērīgi nekad negriezīsies. Tādēļ arī i absoluti konstants atsevišķos momentos nepaliks. Modernos, rūpīgi izpildītos pārvados sazobes kļūdas ir gan tik mazas, ka gaitas nevienmērīgums (resp. paātrinājumi) izteicas vairāk trokšņa un neievērojamas vibracijas veidā.

Pārvadā pārnestā jauda pēc vispārējā jaudas definējuma mechanikā ir:

$$N = \frac{P \cdot u}{75} \text{ PS} \cong \frac{P \cdot u}{102} \text{ KW} \cong \frac{P \cdot u}{76{,}041} \text{ HP} \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

(1 HP = 550 pēdu-mārciņas/sec).

Pārveidojam:

$$N = \frac{P \cdot u}{75} = \frac{P \cdot R}{75} \cdot \frac{2\pi n}{60} = \frac{M_v \cdot \omega}{75} \text{PS} \quad \ldots\ldots \quad (2a)$$

Aprēķinam no šejienes M_v (vērpes momentu):

$$M_v = \frac{75\,N}{\omega} = \frac{75\,N \cdot 30}{\pi n} = 716{,}2\,\frac{N}{n}\,\text{kgm} = 71620\,\frac{N}{n}\,\text{kg cm} \quad \ldots \quad (3)$$

Piemērojot momenta formulu (3) idealam pārvadam, redzams, ka vērpes momenti abās vārpstās M_{v1} un M_{v2} nav vienādi (jo n nav vienādi):

$$M_{v1} = 71620\,\frac{N}{n_1}; \quad M_{v2} = 71620\,\frac{N}{n_2}. \quad \text{Izdalot dabūjam:}$$

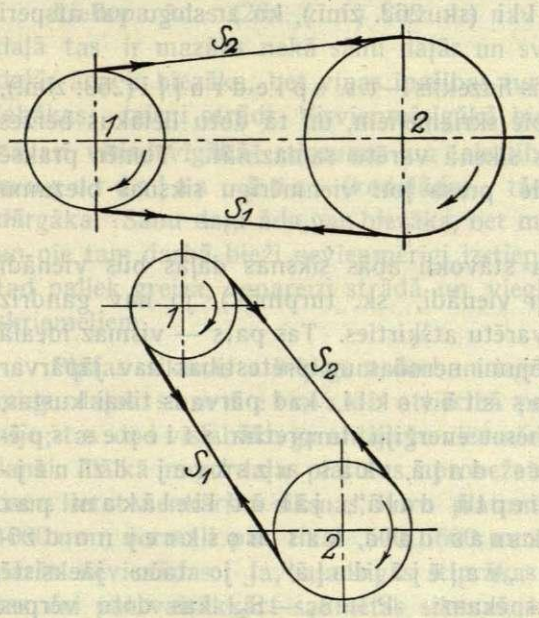
$$\frac{M_{v2}}{M_{v1}} = \frac{n_1}{n_2} = i \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1b)$$

Par jaudu N [sk. (2) un (2a) formulas] jāsaka, ka tikai idealos pārvados tā būtu vienāda abās vārpstās. Faktiski darbīgajos pārvados nenovēršamu zaudējumu dēļ tā ir vienmēr lielāka dzinējvārpstā, dažreiz pat par ievērojamu daļu. Šo jautājumu aplūkosim atsevišķo pārvadu lietderības reizuļos.

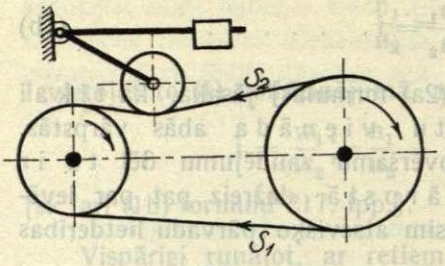
Siksnu pārvadi.

Kā mēs pārvadu klasifikacijā jau teicām, siksnas pārvads principā ir berzes pārvads: berze starp siksnu un skriemeļiem pārnes enerģiju no dzinējvārpstas uz siksnu, piespiežot to kustēties. Siksna savukārt iekustina dzīto vārpstu un tadā veidā pārnes enerģiju tālāk uz to. Bez berzes spēkiem enerģijas pārnešana nebūtu iespējama.

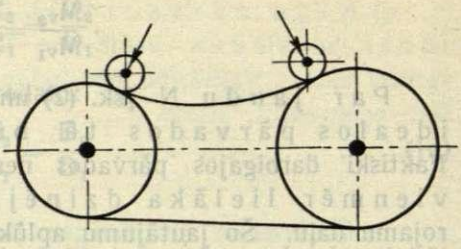
Lai šo nepieciešamo berzes spēku radītu, siksna jāpiespiež pie skriemeļiem ar zinamu spēku, ko var visvieglāk sasniegt, radot siksnā pietiekošus stiepes spēkus S (261. zīm.). Ja pārvads ir horizontals vai tuvojas horizontalam stāvoklim, un ja skriemeļu asu atstatumi ir ievērojami lieli, tad uzliekamā siksna būs diezgan gara (dažreiz pat garāka nekā ģeometriskā aptveres linija, kas veidota no lokiem un kopējām tangentēm). Siksnas t. s. nokare, resp. novirzīšanās no taisnes, būs gan liela, bet siksnas pašsvara pietiks, lai siksnā radītu pārvada darbībai nepieciešamos stiepes spēkus S. Ja turpretim pārvads tuvojas vertikalam stāvoklim vai ir pilnīgi vertikals, siksnas pašsvara vairs nepietiek (vai pat tas pavisam iztrūkst), lai radītu nepieciešamos S. Tur siksna jāņem jūtami īsāka par ģeometrisko aptveres liniju, un, uzliekot skriemeļiem, stipri jāizstiepj.



261. zīm.



262. zīm.



263. zīm.

Tāds stiepes spēku radīšanas līdzeklis nav sevišķi izdevīgs: siksnas īpašības mainas temperaturai vai mitrumam svārstoties, un līdz ar to mainīsies arī stiepes spēki: brīžiem tie pārpūlēs siksnu, brīžiem to nepietiks, lai radītu pārvada darbībai pietiekošus berzes spēkus. Tādēļ vispārīgi n a v i e t e i c a m s, ja vien tas iespējams, l i e t o t v e r t i k a l u s vai gandrīz vertikalus p ā r v a d u s.

Arī ja atstatums starp asīm nav liels, siksnas pašsvara bieži nepietiks, un siksna būs ievērojami jāsaīsina; ar nupat minētām nevēlamām parādībām tā tad tāpat jārēķinas. To visu var novērst, radot nepieciešamos stiepes spēkus siksnā ar sevišķu mechanismu t. s. L e n i k s r u l l i jeb s p ī l r u l l i (sk. 262. zīm.), ko ar slogu vai atsperi piespiež pie siksnas.

Būtu vēl viens iespējams līdzeklis — t. s. s p i e d r u ļ ļ i (263. zīm.), kas cieši piespiestu siksnu pie skriemeļiem, un tā dotu lielākus berzes spēkus; tad stiepes spēkus siksnā varētu samazināt. Tomēr praksē spiedruļļus maz lieto, jo tie prasa ļoti vienmērīgu siksnas biezumu un bez tam ātrāk to bojā.

Stiepes spēki (S) miera stāvoklī abās siksnas daļās būs vienādi (pareizāk runājot, apmēram vienādi, sk. turpmāk), jo nav gandrīz nekāda iemesla, kādēļ tie varētu atšķirties. Tas pats — vismaz idealā gadijumā, kur nekādi zaudējumi nerodas un pretestības nav jāpārvar — attiecas uz t u k š g a i t a s s t ā v o k l i, kad pārvads tikai kustas, bet enerģiju nepārnes. Pārnesot enerģiju, turpretim s t i e p e s s p ē k a m S_1 t a j ā s i k s n a s d a ļ ā, k a s u z s k r e j d z i n ē j s k r i e m e l i m t. s „s t i e p t ā d a ļ ā", j ā b ū t l i e l ā k a m p a r s t i e p e s s p ē k u S_2 s i k s n a s d a ļ ā, k a s n o s k r e j n o d z i n ē j s k r i e m e ļ a t. s. „v a ļ ē j ā d a ļ ā", jo taču jāeksistē kādam lietderīgam aploces spēkam: $P = S_1 - S_2$, kas dotu vērpes momentus vārpstās un atļautu enerģijas pāreju no vienas vārpstas

uz otru (tuvāk par to turpmāk pārvada teorijā). Jo lielāka ir pārnesamā jauda, jo lielākiem jābūt momentiem (pieņemot, ka ātrums nemainas) un tā tad arī P; bet līdz ar to stiepes spēku diferencei arī jābūt lielākai.

Tā kā stiepes spēki vaļējā daļā ir mazāki, Leniksus arvien novieto šeit; tad nepieciešamie Leniksu slogojumi iznāk mazāki.

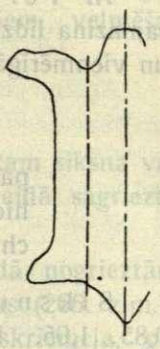
Siksnas.

Siksnu materials ir: 1) āda; 2) tekstilaudums; 3) ar balata masu impregnēts tekstilaudums; 4) ar gumiju impregnēts audums; 5) tērauda lenta, ko gan reti lieto; tās īpašības būtu labas, bet vajadzīgi speciali, ar korķi vai audeklu apvilkti, skriemeļi, — bez tam grūti izveidojami slēdži.

Ādas siksnas.

Praksē arvien vēl svarīgākās ā d a s siksnas taisa no liellopu (galvenokārt un vislabāk vēršu) ādas. No labas siksnas jāprasa iespējami lielāka izturība, elastība un lokanums. Šīs īpašības stiprā mērā atkarājas no ādas apstrādāšanas procesa un nav tik viegli no izskata noteicamas; tādēļ siksnas pirkšana ir lielā mērā uzticības jautājums.

Liellopa ādas (264. zīm.) biezums nav viscaur vienāds; muguras daļā tas ir mazāks nekā sānu daļās un svārstas ap 4...7 mm. Sānu daļās āda ir biezāka, bet viņas īpašības tur nebūt nav labākas: taisni otrādi. Visvienmērīgākā biezuma ziņā, kā arī visizdevīgākā stipruma un elastības ziņā ir m u g u r d a ļ a s ā d a (kodolāda), tādēļ tā arī dārgāka. Sānu daļu āda gan biezāka, bet mazāk stipra, un pie tam darbā bieži nevienmērīgi izstiepjas; siksna tad paliek greiza, nepareizi strādā un viegli nolec no skriemeļiem.



264. zīm.

Platas siksnas atbildīgam darbam izgriež no ādas mugurdaļas s i m m e t r i s k i attiecībā pret vidusliniju; tas dod vislabāko garantiju to vienmērīgai izstiepšanai. Tā kā mugurdaļas platums aprobežots, nav ieteicams lietot vienkāršas siksnas, kuru platums pārsniedz 1000 mm, normali pat tikai 500...600 mm; citādi ādas īpašības ir pārāk nevienādas. Ja vajadzīgas stiprākas siksnas, labāk lietot dubultas vai pat vairākkārt salīmētas siksnas, kur siksnas izveidojot iespējams īpašību dažādības atsevišķās kārtās pa daļai izlīdzināt.

Svarīgākais siksnas apstrādāšanas process ir ķīmiskas dabas, t. s. ģērēšana (miecēšana). Ģērēšanas laikā ādu konservē, piesātinot to ar t. s. ģērvielām. Ģērēšanas paņēmieni ir dažādi: ozolmizas rauga „bedres" ģērēšana, kas ir gan ļoti laba, bet ilgst 2—3 gadus; saīsinātā „mucas" ģērēšana, kas ilgst dažus mēnešus, bet dod mazāk izturīgu ādu; t. s. „hidrodinamiskā" ģērēšana; šeit ādu ar spiedienu piesātina dažās nedeļās ģērvielām; tā dod lielāku siksnas pretestību un tādēļ tagad diezgan izplatīta. Beidzot ādu speciali apstrādā ar bichromkaliju un citām vielām, iegūstot t. s. chromādu (griezumā zili-zaļganā krāsā); tā sevišķi noderīga siksnām, kas var nākt sakarā ar skābēm vai sārmiem, vai kurām jāstrādā mitrās un karstās telpās.

Mechaniskā ādas apstrādāšana sastāv no stiepšanas un parasti arī velmēšanas, lai sasniegtu vienmērīgāku un arī mazāku biezumu. Ietaukotu ādas strēmeli („prima") vai gatavu salīmētu siksnu („ekstra") stiepj slapjā stāvoklī ar spriegumiem pat līdz 120...150 kg/cm² uz specialām izstiepšanas mašīnām dažu stundu laikā; tad praktiskā darbā siksnas paliekoši neizstiepjas vairs tik stipri. Bet tā kā, guļot noliktavās, āda ar laiku atkal saīsinas, praksē jaunas siksnas tipkat kā vienmēr paliekošī izstiepjas. Ja nevar pārbīdīt vārpstu asis (kā, piem., elektromotorus uz sliecēm), siksna atkārtoti jāsaīsina un jāuzliek no jauna (praktiski siksnu ņem par 1...2% īsāku par ģeometrisko aptveres līniju, lielākām siksnām mazāk).

Ar velmēšanas palīdzību parasto siksnas biezumu 4...7 mm samazina līdz 3...5 mm un bez tam vēl izlīdzina, lai dabūtu plānākas un vienmērīgākas siksnas ātrskrejošiem pārvadiem.

Parastais siksnu biezums:

parastām, normali ģērētām siksnām 4...6 mm;
hidrodinamiski ģērētām siksnām . 2...4 mm;
chromādas ģērētām siksnām . . . 3...7 mm.

Siksnu īpatnējais svars vispārīgi svārstas starp 0,85...1,05. Hidrodinamiski ģērētām siksnām tas ir ~ 0,9, chromādas siksnām ~ 0,8...0,85.

Svars nav nekāds drošs kriterijs siksnas izturības noteikšanai; tādēļ siksnas nepērk pēc svara, bet pēc platuma un garuma, uzrādot kvalitati. Ka biezums nekā nenoteic, jau agrāk aizrādīts: sānu daļas ir biezākas, bet sliktākas. Bez tam ādu var uzpūst ķīmiskā ceļā, un tādēļ biezumi virs normaliem diezgan apšaubami.

Siksnu maksimalā grāvējpretestība (lūzumpretestība) ir apm. 200...350 kg/cm².

Par siksnu šķirnēm RAL I...III sk. turpmāk siksnu aprēķinā.

Siksnas atsevišķo posmu galus noasina 15...20 cm garumā, tad salīmē un bieži vēl cauri šuj un pievelmē, lai iegremdētu sašūšanai lietotās ādas strēmelītes (265. zīm.). Parastām vajadzībām lieto labākās šķirnes galdnieku līmi, ko iemērcē aukstā ūdenī ar nedaudz terpentina un etiķa, un tad sasilda. Lai salīmētu siksnas, kam jāstrādā mitrās telpās, lieto kādu aukstlīmi (celuloidu acetonā vai ledus etiķī u. t. t.). Pēc salīmēšanas siksnas gali jāsaspiež cieši kopā, lai vidū paliktu iespējami mazāk līmes, un siksna tā jāatstāj, kamēr līme sakalst.

265. zīm.

Tādā pašā veidā ieteicams salīmēt vismaz lielāko siksnu galus, izveidojot pārvadus (sk. turpmāk).

Dubultās un vairākkārt salīmētās siksnas salīmētas no divām vai vairākām ādas kārtām un tad cauri šūtas. Dubultsiksnu biezums ir 10...15 mm, platums — līdz 1800 mm (izņēmuma gadijumā pat 3200 mm); šeit, kā agrāk minēts, var zinamā mērā izlīdzināt salīmēto ādu īpašības.

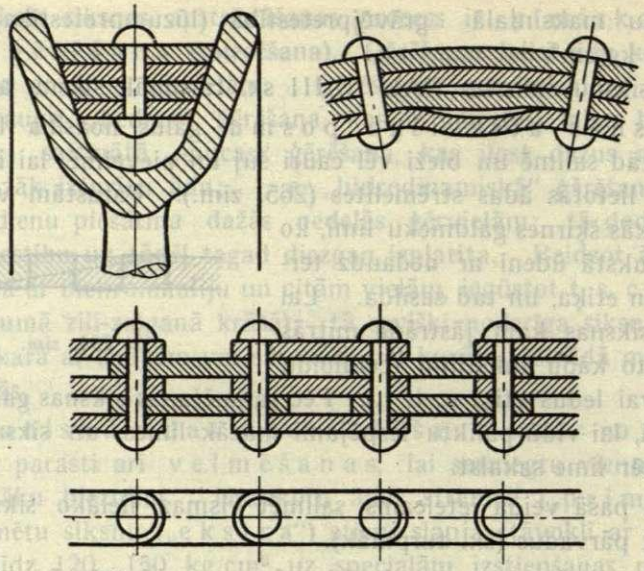
Šo siksnu galvenais trūkums ir lielākie lieces spriegumi ādā siksnu lielākā biezuma dēļ (to aprēķins dots turpmāk).

Vairākkārt salīmētās siksnas lieto ļoti smagos darba apstākļos (ar paātrinājumiem vai triecieniem, piem., velmēšanas ierīcēs).

Specialas siksnu formas.

Mazām mašinām lieto dažreiz apaļas siksnas, pie kam siksna vai nu vilkta caur caurumu (kā stiepule), vai arī spiralveidā sagriezta (savērpta). Caurmēri sastopami no 2...16 mm.

Ķīļsiksnas veidotas no vairākām trapezveidā nogrieztām siksnu rindām, kas salīmētas un sašūtas vai sakniedētas (266. zīm.); tās var lietot kā virves: vairākas paralleli uz viena skriemeļa, pie kam skriemeļa lokā izveidotas attiecīgas trapezveida šķērsgriezuma rievas. Berze starp siksnu un skriemeli šeit ir (fiktivi!) liela, tādēļ enerģijas pārnešanas ziņā šīs siksnas ir izdevīgas. Bet tām ir arī trūkumi: malas relativi ātri nolietojas; lieces spriegumi lieli; lokot siksnu kārtas viegli cita no citas atdalas. Tādēļ tās relativi maz lieto (par plaši lietojamām gumijas ķīļsiksnām sk. turpmāk).



266. zīm.

No siksnām var izveidot arī atsevišķus loceklīšus un tos ar asītēm savienot locekļu ķēžu veidā (266. zīm.). Bez tam ir vēl citas, specialas siksnu formas, ko šeit aplūkot nevaram.

Lieces spriegumi ādā, siksnai apvijoties ap skriemeli.

Apzīmējam skriemeļa ∅, kā agrāk, ar D un siksnas biezumu ar δ. Ja siksnā būtu spēkā Hook'a likums (kā turpmāk redzēsim, atšķirība ir diezgan ievērojama), tad lieces spriegumi siksnā σ_{lece} atrodami no nolīdzinājuma (267. zīm.):

$$\frac{\sigma_{lece}}{E} = \pm\frac{\Delta l}{l} = \pm\frac{(R+\delta)\,d\varphi - \left(R+\frac{\delta}{2}\right)d\varphi}{\left(R+\frac{\delta}{2}\right)d\varphi}$$

(pieņemot, ka siksnas viduslīnija, kā neitralā ass, nepagarinas).

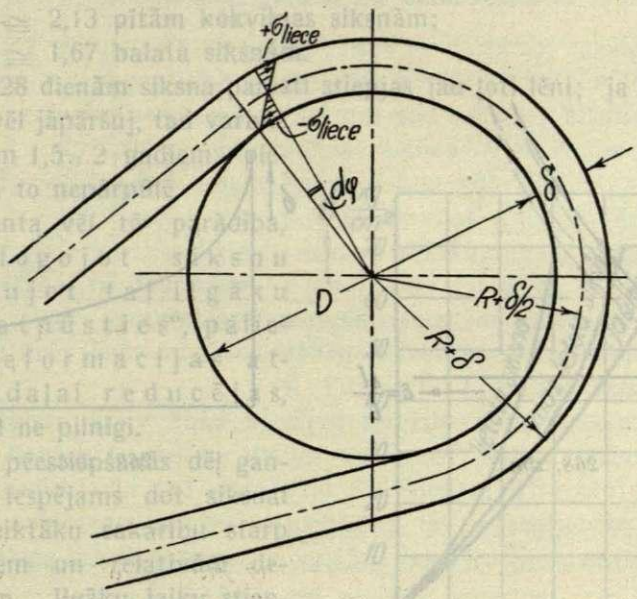
Piezīme. Lieces spriegumi apzīmēti ar σ_{lece}, lai tos nesajauktu ar turpmākiem brīviem spriegumiem.

Saīsinot dabūjam:

$$\frac{\sigma_{\text{liece}}}{E} = \pm \frac{\frac{\delta}{2}}{R + \frac{\delta}{2}} \cong \pm \frac{\delta}{2R} \cong \frac{\delta}{D}$$

(jo $\frac{\delta}{2}$, salīdzinot ar R, ir relativi mazs) vai:

$$\sigma_{\text{liece}} \cong \pm \frac{\delta}{D} \cdot E \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$



267. zīm.

Tā tad lieces spriegumi ir apmēram proporcionali $\frac{\delta}{D}$; jo lielāks ir skriemeļa D, jo izdevīgāk. Praksē tādēļ cenšas neiet virs:

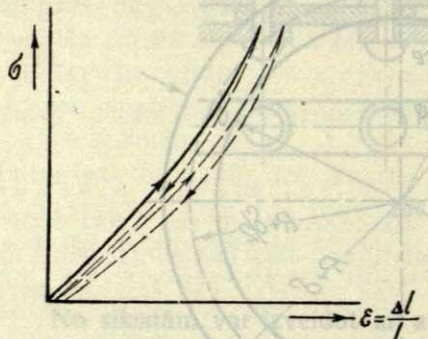
$$\left(\frac{\delta}{D}\right)_{\max} \cong \frac{1}{25}; \quad \text{vēl labāk:} \quad \left(\frac{\delta}{D}\right) \leqslant \frac{1}{50}.$$

Āda un Hook'a likums.

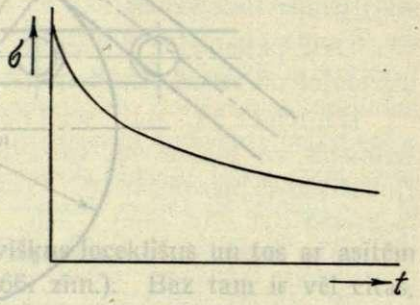
Āda nav homogens ķermenis, bet sastāv no atsevišķām šķiedrām, starp kurām atrodas tukšumi. Izstiepjot siksnu, iekšējā struktura mainas: tukšumi maina savu formu, tāpat šķiedru forma un stāvoklis

top citādi. Nav tādēļ brīnums, ka āda diezgan stipri novirzas no Hook'a likuma: stiepes un deformacijas sakarību šeit neizteic taisne, bet līkne, kas izlokas uz augšu (268. zīm.); tas nozīmē, ka maziem σ siksna ir elastīgāka.

Tālāk vēl varētu atzīmēt, ka siksnai ir zināma histereze: atslogošanas līkne neiet pa slogošanas līkni, bet novirzas no tās, un, vismaz jaunā siksnā, pēc atslogošanas zināma deformacija paliek (sk. 268. zīm., kas rāda σ - ε diagrammu atkārtotai slogošanai un atslogošanai).



268. zīm.



269. zīm.

Tikai ja spriegumu maiņa ir samērā neliela, un ja slodze turas neilgu laiku, spriegumu - deformaciju līkne ir apmēram taisne. Ja turpretim slodze iedarbojas ilgu laiku, novērojama vēl t. s. pēcstiepšanās parādība: apstākļiem pat nemainoties, siksna ilgstoši deformējas, t. i. izstiepjas pat mēnešiem un gadiem ilgi, pie kam šo deformaciju daļai ir paliekoša daba. Siksna, it sevišķi jauna, tādēļ jāpāršuj resp. jāsaīsina, lai pārvada darbībai nepieciešamie spriegumi pārāk nesamazinātos.

Spriegumu samazināšanās resp. pēcstiepšanās notiek sevišķi intensivi pirmā laikā; σ maiņa, kā laika funkcija, parādīta 269. zīmējumā. Līdz apm. 28 dienām notiek lielākā pēcstiepšanās. Mēģinājumi deva apmēram šādas attiecības starp spriegumiem siksnā, kas mēroti 2 min. pēc noslogošanas $\sigma_{2\,\mathrm{min}}$, un spriegumiem, kas mēroti pēc 28 dienām $\sigma_{28\,\mathrm{d}}$:

$\sigma_{2\,min} \cong 1{,}37$ ozolrauga bedrēs ģērētai siksnai
$\sigma_{28\,d} \cong 1{,}5$ parastā veidā „ „
$\cong 1{,}67$ paātrinātā veidā „ „
$\sigma_{2\,min} \cong 1{,}28$ hidrodinamiski „ „
$\sigma_{28\,d} \cong 1{,}73$ chromādas „ „ .

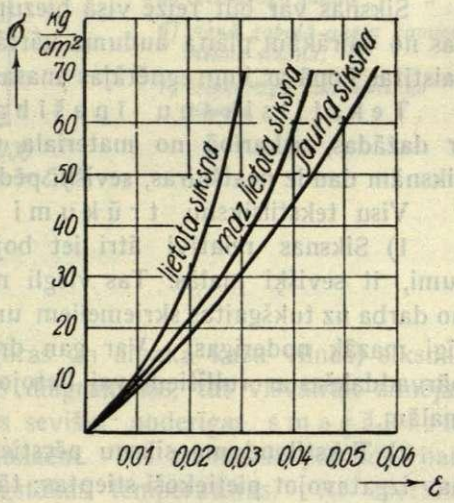
P i e z ī m e. Tekstilsiksnās pēcstiepšanās bieži var būt vēl stiprāka, tikai tā ātrāk izbeidzas; piem., atrasta attiecība starp spriegumiem pēc 2 minutēm un 18 dienām:

$\sigma_{2\,min} \cong 2{,}22$ austām kokvilnas vai kamieļvilnas siksnām;
$\sigma_{18\,d} \cong 2{,}13$ pītām kokvilnas siksnām;
$\cong 1{,}67$ balata siksnām.

Pēc apm. 28 dienām siksna parasti stiepjas jau ļoti lēni; ja tad siksna vispārīgi vēl jāpāršuj, tad varbūt pēc kādiem 1,5...2 gadiem, pieņemot, ka to nepārpūlē.

Interesanta vēl tā parādība, ka, a t s l o g o j o t s i k s n u un a t ļ a u j o t t a i i l g ā k u l a i k u „a t p ū s t i e s", p a l i e k o š ā s d e f o r m a c i j a s a t k a l p a d a ļ a i r e d u c ē j a s, gan nekad ne pilnīgi.

Siksnas pēcstiepšanās dēļ gandrīz nav iespējams dot siksnai kādu noteiktāku sakarību starp spriegumiem un relativām deformacijām. Ilgāku laiku stieptai, t. i. darbā bijušai siksnai elastīgās īpašības ir citādas, proti, tās deformacijas ir mazākas nekā jaunai (270. zīm.). Sakarību varētu izteikt ar tuvinām formulām:



270. zīm.

1) Siksnai, kas maz strādājusi un „atpūtusies":

$$415\,\varepsilon = \sigma^{0{,}7} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

2) Ilgāku laiku lietotai siksnai:

$$960\,\varepsilon = \sigma^{0{,}785} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5a)$$

Definēt e l a s t ī b a s m o d u l u kā Hook'a likuma gadījumā: $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$, šeit, acīmredzot, nevar, jo sakarība starp σ un ε nav lineara.

Kā l o k a l u i d e a l u l i e l u m u, kas derīgs tikai bezgalīgi ma-

ziem līknes rajoniem un katrā punktā ir citāds, E šeit varētu definēt kā: $E = \frac{d\sigma}{d\varepsilon}$. Diferencējot (5) un (5a) formulas, atrodam:

1) maz strādājušai siksnai:

$$E = 593\,\sigma^{0,3} \text{ un} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

2) lietotai siksnai:

$$E = 1223\,\sigma^{0,215} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6a)$$

Tekstilauduma un impregnētās siksnas.

Tekstilsiksnu materiali ir: vilna, kokvilna un kaņepāji. Impregnēšanas materiali ir: balata gumija (Mimusops, Sapotaceae, kas aug Malajas salās) un parastā gumija; bez tam parastām tekstilsiksnām lieto ozokeritu un tamlīdzīgas sveķainas vai taukainas vielas.

Siksnas var būt reizē visā biezumā austas vai pītas, vai arī salocītas no vairākām plāna auduma kārtām, kas cauri šūtas vai vienkārši saistītas kopā ar impregnētājas masas palīdzību.

Tekstilsiksnu īpašības, salīdzinot ar ādas siksnām, ir dažādas, atkarībā no materiala un izveidojuma. Dažas no ādas siksnām daudz neatšķiras, sevišķi pēdējā laikā, un tādēļ plaši izplatītas.

Visu tekstilsiksnu trūkumi ir:

1) Siksnas relativi ātri iet bojā, ja kādā vietā radušies bojājumi, it sevišķi malās. Tas viegli notiek siksnās, kas bieži jāpārved no darba uz tukšgaitas skriemeļiem un otrādi; tur tekstilsiksnas vispārīgi mazāk noderīgas. Var gan drusku uzlabot apstākļus, ierīkojot pārvaddakšas ar rullīšiem vai lietojot siksnas ar speciali pastiprinātām malām.

2) Tekstilauduma siksnu pēcstiepšanās lielāka nekā ādai, ja tās nav izgatavojot pietiekoši stieptas; tādēļ dažreiz vajadzīga biežāka pāršūšana pirmā darbības laikā.

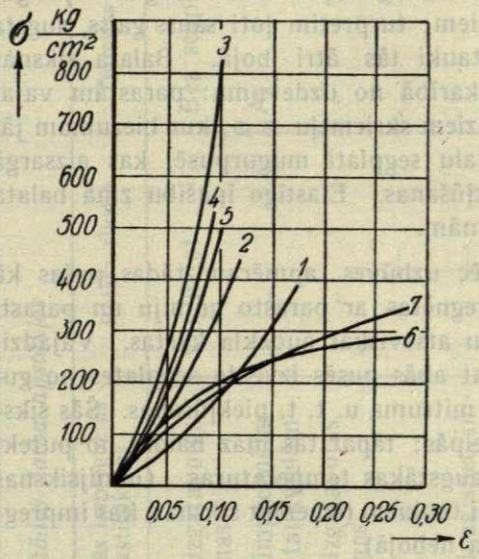
3) Ar gumijas vielām impregnētās siksnās — it sevišķi balata siksnās — kārtas ar laiku atdalas viena no otras lieces sprieguma dēļ (samērā maz tas gan novērojams vulkanizētās gumijsiksnās).

4) Ar parastām gumijvielām impregnētās siksnas ļoti jūtīgas pret mineraleļļu; jāsaka gan, ka arī ādai eļļa ir kaitīga.

Visu šo iemeslu dēļ tekstilsiksnās jāpielaiž mazāki spriegumi nekā ādas siksnās, kaut gan to maksimalā pārraušanas slodze parasti lielāka.

Tekstilsiksnu priekšrocības ir: 1) Ļoti vienmērīgs biezums un elastība pa visu siksnas garumu. 2) Parasti lētāka cena. 3) Iespēja dažos gadījumos izveidot bezgalīgu siksnu bez slēdža.

Tekstilsiksnas tādēļ relativi ļoti daudz lieto. Dažu siksnu elastīgās īpašības attēlotas 271. zīmējumā.



1) un 2) četrkārtīga kokvilnas siksna;
3) seškārtīga kaņepāju „ ;
4) dubulta „ „ ;
5) četrkārtīga balata „ ;
6) vienā gabalā austa kamieļvilnas siksna;
7) četrkārtīga kamieļvilnas siksna.

271. zīm.

K a m i e ļ v i l n a s (arī angoras un alpaka kazu vilnas) siksnas ir ļoti elastīgas. Kā redzams no diagrammas, tas visvairāk zīmējas uz lielākām slodzēm. Tādēļ tās sevišķi noderīgas s m a g ā k i e m pārvadiem, tāpat triecienveida slodzēm. Tās arī mazāk par ādu baidas no putekļiem, mitruma, augstākas temperaturas. Ar specialu impregnaciju tās var padarīt arī maz jūtīgas pret skābēm un sārmiem.

K o k v i l n a s s i k s n u elastīgās īpašības diezgan līdzīgas ādai; tikai pēcstiepšanās, ja tās nav jau iepriekš stieptas, liela; tādēļ tā pirmā laikā bieži jāpāršuj. Piesātinātas ar sveķainām vielām (ozokeritu), tās relativi maz jūtīgas pret mitrumu; tāpat tās sevišķi nebaidas no augstākām temperaturām, sārmiem un atmosferas apstākļu maiņām (impregnacija!), kādēļ noder arī ārējiem pārvadiem. Kokvilnas siksnu cena samērā lēta, tādēļ tās bieži lieto arī kā transportieriču daļas.

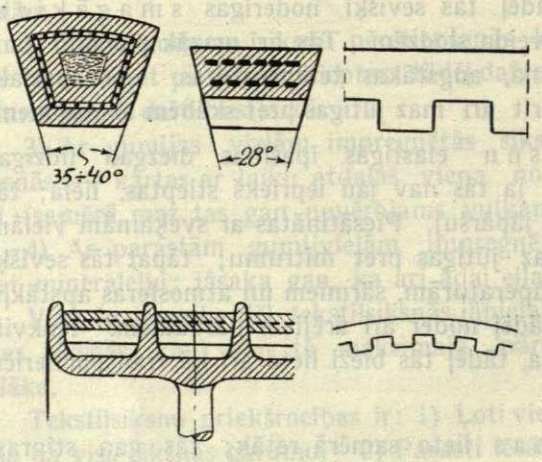
K a ņ e p ā j u s i k s n a s lieto samērā retāk; tās gan stipras, bet ne visai elastīgas, kā to rāda diagramma.

No tekstilsiksnām, kas impregnētas ar gumijvielām, laikam visbiežāk lieto balata siksnas. Tās sastāv no vairākās kārtās salocīta kokvilnas (retāk kaņepāju) auduma, kas tad impregnēts un savstarpēji saistīts ar balata gumiju. Tās diezgan nejūtīgas pret putekļiem, mitrumu, tvaikiem; turpretim ļoti sauss gaiss, augsta temperatura (> 35° C), eļļa, tauki tās ātri bojā. Balata siksnas dabūjamas vairākās šķirnēs, atkarībā no uzdevuma: parastām vajadzībām; lieliem ātrumiem un maziem skriemeļu ⌀ ⌀, kur biezumam jābūt iespējami mazam; ar specialu segplati mugurpusē, kas aizsargā siksnu no mitruma u. t. t. piekļūšanas. Elastīgo īpašību ziņā balata siksnas apm. līdzīgas ādas siksnām.

Gumijas siksnas pēc uzbūves apmēram tādas pašas kā balata siksnas; tās tikai impregnētas ar parasto gumiju un parasti vēl vulkanizētas, lai cieši saistītu atsevišķās audekla kārtas. Vajadzības gadijumā mugurpusē vai pat abās pusēs izveido segplates no gumijas, lai aizsargātu audumu no mitruma u. t. t. piekļūšanas. Šās siksnas sevišķi noderīgas mitrās telpās; tāpat tās maz baidas no putekļiem, skābēm, sārmiem un pat augstākas temperaturas. Gumijsiksnas turpretim ļoti jūtīgas pret eļļu vai taukiem (izņemot siksnas, kas impregnētas ar specialu gumiju, ko eļļa nebojā).

Gumijas ķīļsiksnas.

Specialas gumijsiksnu formas ir ķīļsiksnas (272. zīm.). Šo siksnu šķērsgriezums ir trapezveidā; tās sastāv no savīstīta audekla serdes vai atsevišķām auklām, kas ieslēgtas gumijas masā (līdzīgi autoriepai). Dažās siksnās (Roderwald) apakšā vēl ir izgriezumi, lai samazinātu lieces spriegumus, siksnām apskrejot skriemeļus.



272. zīm.

Šo siksnu priekšrocības ir šādas:

Lietojot rievu skriemeļus (kā virvēm), dabū lielu (fiktivu) berzi. Tādēļ var pārnest lielas jaudas bez

Tabula siksnas izvēlei dažādos darba apstākļos

Darba apstākļi	Ādas siksna	Parastās impregnētās tekstilsiksnas	Balata siksna	Gumijas siksna
Putekļi	Spec. ietaukotas vai chromādas	Spec. izgatavotas vilnas	Var lietot	Bez segplatēm
Mitrums, ūdens . .	Labi ietaukotas, auksti līmētas	Spec. impregnētas ar taukvielām	„	Ar „
Tvaiks	Chromādas	Spec. izgatavotas vilnas	„	„ „
Skābes	„	„	—	„ „
Sārmi	„	Kokvilnas, spec. impregnētas vilnas siksnas	—	„ „
Benzīns	Spec. chromādas	Spec. izgatavotas vilnas	—	—
Sauss karstums . .	Chromādas	Kokvilnas, vilnas	—	Bez segplatēm
Bieži izslēdzamas . .	Var lietot	Pastiprinātas malas	Rullīšu dakšas	Bez segplates; rullīšu dakšas
Liels ātrums	Spec. plānas siksnas	Spec. plānas siksnas	Spec. plānas siksnas	Spec. vieglas siksnas
Mazi skriemeļu ⌀⌀	„	„	„	—

lieliem stiepes spēkiem siksnās; lietderīgos spriegumus pielaiž līdz 16 kg/cm². Lietderības reizuļi $\eta = 0{,}98...0{,}99$ (jo slīde ir maza). Skriemeļu ⌀⌀ var būt mazi:

$$\frac{\delta}{D} \geqslant \frac{1}{20} \text{ un pat } \frac{1}{12}.$$

Skriemeļu asu atstatumi var būt mazi, jo lieli stiepes spēki siksnās nav vajadzīgi. Galu savienošana atkrīt, jo siksnas pērkamas slēgtu bezgala saišu veidā.

Pēdējā laikā šīs siksnas atradušas plašu piekrišanu fabrikās.

Siksnu galu savienošana; slēdži.

Pārvada schema skaidri rāda (258. zīm.), ka siksnai jābūt bezgalīgās sloksnes (lentas) veidā. Ja tā nav jau izgatavota tādā veidā, kas iespējams tikai tekstilsiksnu gadijumā un ka pēcstiepšanās dēļ relativi retāk praktizē (piem., gumijas ķīļsiksnās), siksnas gali, izveidojot pārvadus, jāsavieno.

Principā ikkatrs siksnas savienojums ir, saprotams, ļoti nevēlama, kaut arī nepieciešama lieta, jo tur siksnas mechaniskās īpašības mainas. Tas it sevišķi ir svarīgi tad, ja siksna ātri skrien, un ja tās virziens strauji mainas, t. i. ja skriemeļu ⌀⌀ ir nelieli. Ideala savienojuma, kurā siksnas īpašības nemaz nemainītos, mums nav; mēs varam tikai tuvoties idealam, uzstādot savienojumam šādas prasības: 1) pēc iespējas mazāka savienojuma liekā masa; 2) ar pārējo siksnas daļu pēc iespējas vienāda stiprība; 3) ar pārējo siksnas daļu pēc iespējas vienāda elastība, lai nepārtrauktu slīdvirsmas uz skriemeļiem (sk. turpmāk); 4) no praktiskā viedokļa pēc iespējas ātrāka un ērtāka savienojuma izjaukšanas un samontēšanas iespēja, lai neradītu darba pārtraukumus siksnas pārtrūkšanas gadijumā.

Neviens savienojums neatbilst visām šīm prasībām reizē. Pirmām trim (teoretiski mechaniskām) prasībām vislabāk vēl atbilst siksnas galu salīmēšana. Puslīdz vēl tās (izņemot otro) pilda galu sašūšana, ja šuves ievelmē (lai dabūtu gludu virsmu); šeit toties šuves izārdīšana un izveidošana ātri iespējama. Pirmās trīs mechaniskās prasības jau daudz sliktāk pilda dažāda veida metalliskie slēdži: tur siksna vienmēr vājināta, masa palielināta (kādēļ rodas papildu spriegumi), un ievērojami mazākās elastības dēļ slīdvirsmas uz skriemeļiem pārtrauktas. Tādēļ ļoti lieliem siksnas ātrumiem šādi slēdži maz noderīgi; arī troksnis tad neciešams.

Siksnas saīsinājums. Lai siksnā radītu enerģijas pārnešanai nepieciešamos stiepes spēkus (sk. 217. lpp.) resp. t. s. „priekš-

s p r i e g u m u s", tad praktiski, uzliekot uz skriemeļiem, tā vairāk vai mazāk jāsaīsina, salīdzinot ar teoretisko aptveres garumu (par tā aprēķinu runāsim turpmāk). Izņēmumi šajā ziņā ir pārvadi ar Leniksruļļiem vai spiedruļļiem, vai arī pārvadi, kur vienas vārpstas asi var pēc patikas pārbīdīt (piem., elektromotors uz sliecēm). Tur siksnas garumu var izvēlēties zinamās robežās brīvi.

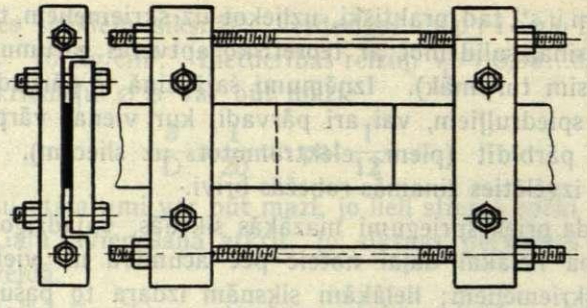
Ja jārada priekšspriegumi mazākās siksnās, vajadzīgo saīsinājumu strādnieki pa lielākai daļai noteic pēc acumēra uz vietas, apliekot siksnu ap skriemeļiem; lielākām siksnām izdara to pašu ar aukliņu. Vidēji saīsinājumi ir starp 1...2% no teoretiskā aptveres garuma. Mazākām siksnām ņem vairāk (1,5...2%), lielākām apm. 1%.

Nepieciešamos siksnas saīsinājumus var noteikt (vismaz tuvīni) arī teoretiski. Iedomāsimies, ka mēs vēlamies radīt jau miera stāvoklī (uzliekot siksnu skriemeļiem) stiepes spēku S_v siksnā. Izdalot to ar siksnas šķērsgriezumu $b \cdot \delta$ (kur b ir siksnas platums un δ — siksnas biezums), mēs atrodam t. s. „priekšspriegumu" $\sigma_v = \frac{S_v}{b \cdot \delta}$ [sk. turpmāk (10) formulu]. Kā mēs turpmāk pārvada teorijā (pārvads darba gaitā) redzēsim, varam konstruēt ikkatram pārvadam individualu t. s. „raksturojuma līkni" (sk. 322. zīm. ar attiecīgiem paskaidrojumiem), kuras abscisas ε_{kop} dod relativo siksnas saīsinājumu resp. pagarinājumu (salīdzinot ar teoretisko aptveres līniju), kas nepieciešams noteiktas sprieguma vērtības radīšanai siksnā. Pietiek atrast vēlamam σ_v atbilstošo ε_{kop}, lai atrisinātu jautājumu.

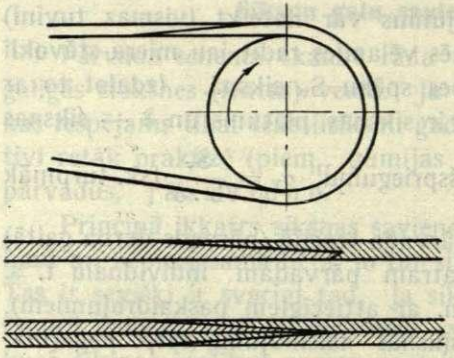
1. p i e z ī m e. Zemiem spriegumiem raksturojuma līkne dod eventuali siksnas p a g a r i n ā j u m u, salīdzinot ar teoretisko aptveres liniju — it sevišķi lieliem horizontaliem atstatumiem starp skriemeļu asīm. Kā aizrādīts, praksē gan tikpat kā vienmēr jārēķinas ar siksnas saīsinājumu, jo tādos gadijumos mums gandrīz vienmēr ir darīšana ar lielām siksnām, un tās, saprotams, cenšas iespējami pilnīgāk noslogot.

2. p i e z ī m e. Ievērojot to apstākli, ka raksturojuma līkne konstruēta ar siksnas spriegumu - deformaciju likuma palīdzību [sk. (5) un (5a) formulas], kas ir relativi ļoti nenoteikts, tad arī teoretiskā saīsinājuma konstatēšana aprādītā veidā ir diezgan problematiska. Daudz labāk tādēļ tieši mērot σ_v resp. S_v, piekombinējot tūliņ aplūkojamai siksnas izstiepšanas ierīcei (sk. 273. zīm.) dinamometru. Tādas ierīces arī dabūjamas; diemžēl, tās ir daudz dārgākas par parastajām ierīcēm, un tādēļ lietojamas gandrīz tikai lielu siksnu uzstiepšanai.

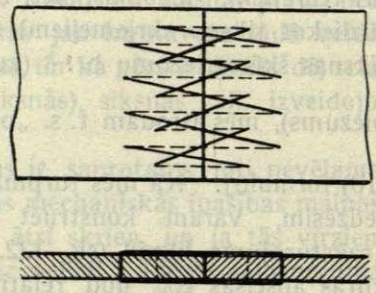
S a v i e n o j u m a i z v e i d o š a n a s operaciju mazākām siksnām (līdz apm. 125...150 mm platuma) var izdarīt, neapliekot siksnu



273. zīm.

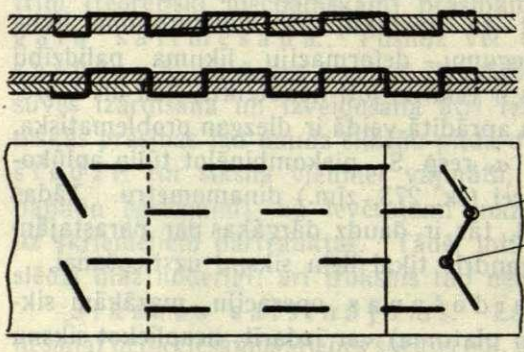


274. zīm.



276. zīm.

277. zīm.



275. zīm.

ap skriemeļiem. Pēc savienojuma izveidošanas siksnu apliek ap vienu skriemeli un uzbīda uz otru ar virves palīdzību, drusku pagriežot skriemeli. Lielāku siksnu tā nevar uzbīdīt skriemelim; ja pārvadam ir Leniksrullis vai arī ja viena skriemeļa asi var piebīdīt tuvāk, saprotams, arī šeit siksnas galu savienošanu var izdarīt, neuzliekot siksnu uz skriemeļiem, jo vēlākā uzlikšana tad veicama bez izstiepšanas un ir samērā ļoti viegla. Bet ja tādas iespējas nav un lielāka siksna jāuzliek skriemeļiem ar priekšspriegumu, tad savienojums jāizveido, siksnai jau atrodoties uz skriemeļiem. Šim nolūkam lieto specialus siksnu izstiepējus (preses), kuros iespīlē siksnas galus; ar skrūvju palīdzību siksnu izstiepj un notur tik ilgi, kamēr savienojums ir gatavs (273. zīm.).

L ī m ē š a n a, kā agrāk aizrādīts, no mechaniskā viedokļa ir vislabākais līdzeklis siksnas galu savienošanai. Līmēšanas neērtība praktiskā ziņā ir tā, ka savienošana velkas samērā ilgi; tādēļ siksnu saīsināt vajadzības gadijumā nav visai patīkami, jo tas saistīts ar ilgāku darba pārtraukumu.

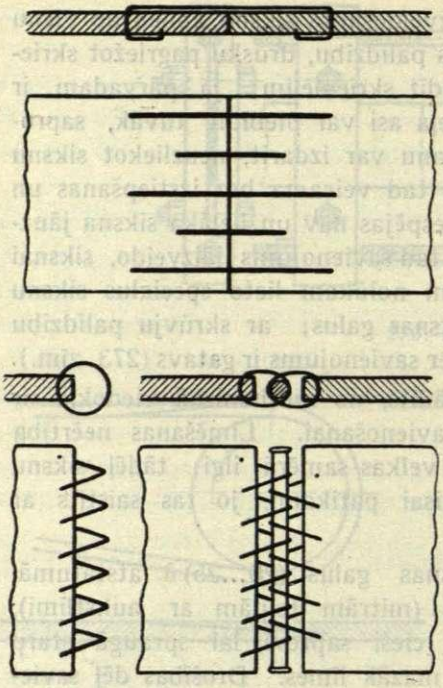
Līmējot ķīļveidā noasina siksnas galus (20...25) δ atstatumā, drusku sasilda tos, pārklāj ar līmi (mitrām telpām ar aukstlīmi), kā 221. lpp. jau aizrādīts, un tad cieši sapresē, lai spraugā starp saskarvirsmām paliktu pēc iespējas mazāk līmes. Drošības dēļ savienojumu var arī vēl cauri šūt un iepresēt šuves. Tādā veidā var līmēt galvenokārt ādas siksnas; arī dažas mākslīgas siksnas var līmēt ar attiecīgām vielām (piem., balata siksnas), parasti vēl cauri šujot savienojuma vietu. Gumijsiksnās savienojuma vietas bez tam var vulkanizēt.

Izveidojot noasinājumus, jāievēro, kādā virzienā siksna uzskrien skriemelim (sk. 274. zīm.); laižot siksnu pretējā virzienā, siksnas šķautne uzskrietu skriemelim, un savienojums ātri bojātos. Kur lieto Leniksruļļus, kas spiež uz siksnas augšējo virsmu, vai, kur rotacija notiek abos virzienos, šķautne jaiegremdē (sk. 274. zīm.). Dubultsiksnās ieteicams šautrveida savienojums (sk. turpat.).

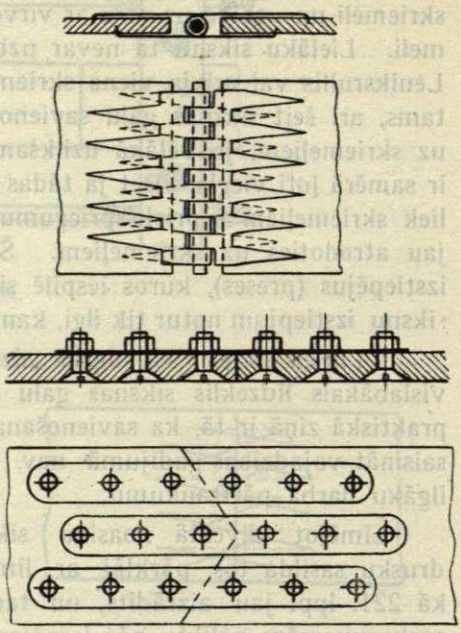
S i k s n a s v a r s a š ū t dažādi (275. zīm.). Vislabāk šūt, kā līmēšanas gadijumā, caur noasinātiem galiem, vai (dubultsiksnas gadijumā) izgriežot pa vienai kārtai pakāpes veidā, lai siksnas biezums savienojumā nemainītos.

Mazāk izturīgi ir s a l a i d u savienojumi, kurus bieži lieto mazām siksnām. Tie ir ērti tajā ziņā, ka tie ātri veidojami (276. zīm.).

Daudz sliktāki ir iespējamie p ā r l a i d u s a v i e n o j u m i (277. zīm.); savienojuma vietā siksna ir 2 reiz biezāka, tādēļ tur elastība ir daudz mazāka. Šādus savienojumus nav ieteicams lietot.



278. zīm.



279. zīm.

Siksnas sašuj ar šaurām strēmelītēm no jēlmītās ādas. Svarīgi ievērot, ka siksnas apakšpusē (kur siksna pieskaras skriemelim) siksniņām (strēmelītēm) jāguļ pēc iespējas tikai paralleli siksnas garenvirzienam (275...276. zīm.); citādi siksna viegli dabū impulsu noskriet no skriemeļiem.

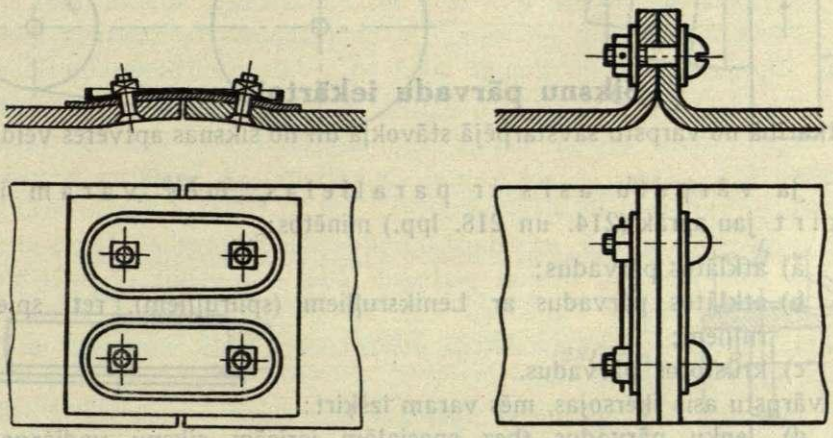
Metalliskie slēdži dabūjami ļoti dažādos izveidojumos. Lielāku ātrumu gadijumā priekšroka dodama viegliem tipiem, ko gan pa lielākai daļai samērā vieglāk izrauj. Tādēļ tie smagākam darbam ne visai ieteicami; tur vairāk noderīgas vienkāršākas, solidākas konstrukcijas.

Pie viegliem savienojumiem (278. zīm.), piem., pieder stiepuļu klamburi, ko iesit, un tad atloca to galus. Tāpat šeit varētu atzīmēt stiepuļu spirales, ko ar specialu šujammašinu ievelk abos siksnas galos; kopā saliktām spiralēm izvelk cauri resnāku stiepuli, un spirales drusku saspiež plakanas.

Solidāki savienojumi (279. zīm.) ir zobveidā no skārda izgriezti slēdži (Alligator), ko no abām pusēm iedzen siksnā un tad (kā spirales) savieno ar cauri izbāztu resnāku stiepuli. Tērauda sloksnes,

ko pievelk pie siksnas ar skrūvītēm, kas iegremdētas darbīgajā siksnas pusē, noderīgas arī lielākiem siksnas ātrumiem (sk. 279. zīm. apakšā).

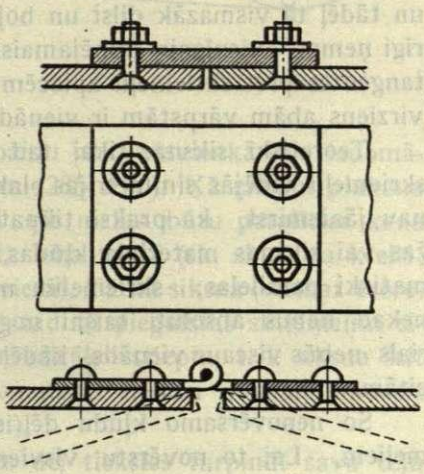
Smagākam darbam noderīgi un ļoti izplatīti ir t. s. Jackson'a slēdži (280. zīm.); tie sastāv no specialām izliekti presētām skārda (vai kaļamā ķeta) platītēm, zem kurām siksnas aizsargāšanas nolūkā



280. zīm. *281. zīm.*

paliek plānu ādas gabaliņu, un ko pievelk pie siksnas ar iegremdētām skrūvēm. Skrūvju koniskās galvās bieži izveidotas vēl adatas, kas ieurbjas siksnā. Visvairāk lieto platītes ar divām skrūvēm siksnu savienošanai salaidu veidā; daudz neizdevīgākas ir vienkāršas platītes ar vienu skrūvi vidū; ar tām var izveidot tikai pārlaidu savienojumus.

Lēnai gaitai var arī atlocīt siksnas galus uz augšu un savienot tos ar paliktņiem un skrūvēm (281. zīm.); šeit neizdevīgi ir lielie lieces spriegumi savienojuma vietā. Var arī lietot lašas (282. zīm.) no kāda elastīga materiala vai metalla ar šarniru vidū, lai tās vieglāk



282. zīm.

varētu locīties. Principā visi šie savienojumi lokali palielina siksnas masu; tādēļ tie derīgi tikai relativi nelieliem ātrumiem.

Lietojot siksnu savienošanai skrūves vai kniedes, vienmēr jāraugas uz to, lai siksnas darbīgajā pusē (kas piegulstas skriemelim) tās būtu labi iegremdētas un nekādā ziņā nepieskartos skriemelim; citādi triecieni savienojuma vietā ātri bojā siksnu.

Siksnu pārvadu iekārtojums

(atkarībā no vārpstu savstarpējā stāvokļa un no siksnas aptveres veida).

Ja vārpstu asis ir parallelas, mēs varam izšķirt jau agrāk (214. un 218. lpp.) minētos:

a) atklātos pārvadus;
b) atklātos pārvadus ar Leniksruļļiem (spīlruļļiem), reti spiedruļļiem;
c) krustotos pārvadus.

Ja vārpstu asis šķērsojas, mēs varam izšķirt:

d) leņķu pārvadus (bez specialām ierīcēm siksnu vadīšanai);
e) leņķu pārvadus ar vadruļļiem.

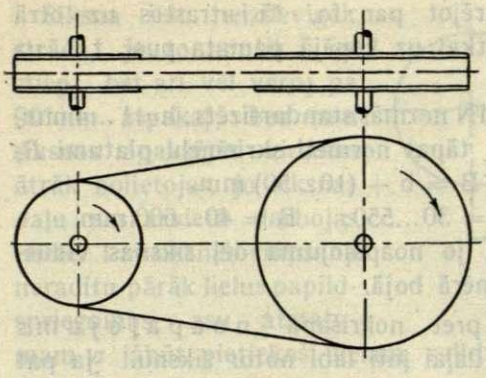
Aplūkosim īsumā šīs iespējas, izņemot Lenikspārvadus, par kuriem runāsim turpmāk sakarā ar pārvadu aprēķiniem.

Atklātie pārvadi.

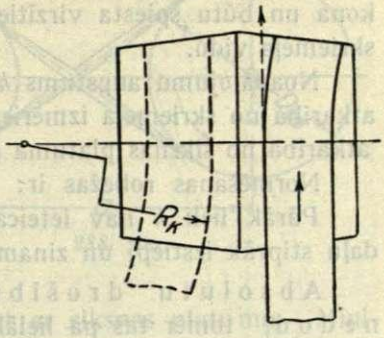
Atklātie pārvadi ir visparastākie; tajos siksnu vismazāk piepūlē, un tādēļ tā vismazāk dilst un bojājas; lielākām jaudām tas ir, vispārīgi ņemot, vienīgais iespējamais izveidojums. Teoretiski šeit ārējās tangentes pret skriemeļu aplocēm veido siksnas brīvās daļas. Rotacijas virziens abām vārpstām ir vienāds (283. zīm.).

Teoretiski siksna tikai tad nenoskrien no skriemeļiem, ja abu skriemeļu vidējās simmetrijas plaknes (transversalgriezumi) sakrīt. Bet nav jāaizmirst, ka praksē tikpat kā nenovēršamas ir nelielas montažas vai siksnas materiala kļūdas, proti: skriemeļu asis nebūs matematiski parallelas; skriemelim nebūs ideala cilindra virsma; siksna nekad nebūs absoluti taisni nogriezta un savienota; siksnas materials nebūs viscaur vienāds, kādēļ tā dažās vietās stiepsies stiprāk par citām.

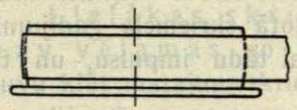
Šo nenovēršamo kļūdu dēļ siksna varētu viegli nokrist no skriemeļiem. Lai to novērstu, visvienkāršākais līdzeklis ir izveidot skriemelim sferiski noapaļotu virsmu (sk. 284. zīm.).



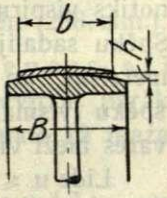
283. zīm.

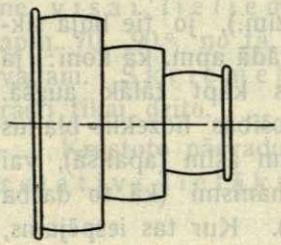


285. zīm.

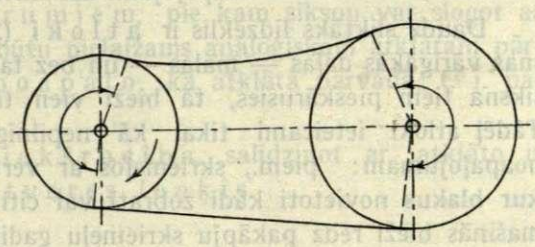


284. zīm.





286. zīm.



287. zīm.

Saprast šāda noapaļojuma iespaidu var visvienkāršāk iedomājoties, ka sfera atvietota ar dubultkonu (285. zīm.). Kā zinams, plakana sloksne var piegulties konam tā, lai tās malas būtu parallelas kona pamatam, tikai tad, ja tā izgriezta loka veidā (sk. skicē pa kreisi; R_k ir kona veidules garums attiecigā vietā). Tā kā siksna (vismaz teoretiski) ir plakana t a i s n a sloksne, tad tā piegulstas skriemelim citādi: kona pamatam tuvākā mala ir vairāk izstiepta, t. i. siksna šeit vairs nav plakana, un piegulstas konam ar nelielu noapaļojumu uz kona virsotnes pusi (sk. skicē pa labi).

Skriemelim rotējot, siksna inerces dēļ tieksies turpināt savu ceļu pa taisnu līniju, un, uzskrejot uz skriemeļa, tādēļ kāps arvien vairāk

uz kona pamata pusi. Bet pārskrējot par to, tā atrastos uz otrā kona un būtu spiesta virzīties atkal uz kopējā pamata pusi, t. i. uz skriemeļa vidu.

Noapaļojumu augstums h DIN normās standartizēts: h=1...4 mm, atkarībā no skriemeļa izmēriem; tāpat normēti skriemeļu platumi B, atkarībā no siksnas platuma b: $B = b + (10...50)$ mm.

Normēšanas robežas ir: $b = 30...550$; $B = 40...600$ mm.

Pārāk lieli h nav ieteicami, jo noapaļojuma dēļ siksnas vidusdaļu stiprāk izstiepj un zinamā mērā bojā.

Absolutu drošību pret nokrišanu noapaļojums nedod; tomēr tas pa lielākai daļai ļoti labi notur siksnu. Ja pat notiktu t. s. siksnas šļūkšana (buksēšana), t. i. siksna vienkārši slīdētu pa skriemeli kā ciets ķermenis, tad uz noapaļotā skriemeļa tas notiks vispirms vidū, uz cilindriskā skriemeļa turpretim ikkatrā vietā. Spēku sadalijums pa siksnas platumu tādēļ šeit nebūs vienmēr simmetrisks, un siksna viegli nokritīs. Noapaļotā skriemeļa gadijumā spēku (vismaz tuvinā) simmetrija nedos siksnai tādu impulsu, un tā varēs bieži vien noturēties.

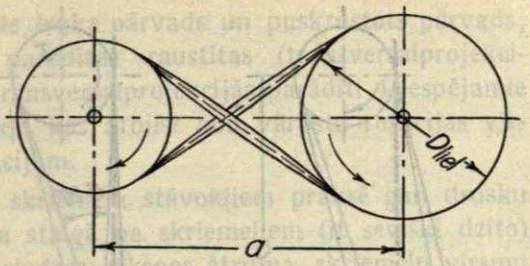
Līdz $u \leqslant 25$ m/sec pietiek noapaļot tikai vienu — vislabāk dzīto skriemeli; lielākiem u noapaļojami abi skriemeļi.

Daudz sliktāks līdzeklis ir atloki (286. zīm.), jo tie bojā siksnas vārīgākās daļas — malas — un bez tam strādā apm. kā koni: ja siksna tiem pieskārusies, tā bieži vien tieksies kāpt tālāk augšā. Tādēļ atloki ieteicami tikai kā nepilnīgs drošības līdzeklis blakus noapaļojumam: piem., skriemeļos ar vertikalām asīm (apakšā), vai kur blakus novietoti kādi zobrati vai citi mechanismi (kā to darba mašinās bieži redz pakāpju skriemeļu gadijumā). Kur tas iespējams, daudz labāk novērst siksnas eventualu nokrišanu ar rullīšu dakšām (sk. turpmāk) atloku vietā.

Ja vien iespējams, ieteicams novietot siksnas stiepto daļu apakšā. Tad nokare siksnas apakšējai daļai būs mazāka, un vajadzēs atstāt mazāk brīvas telpas siksnas kustībai. Bez tam siksna tad aptver skriemeļus lielāka leņķa garumā, un tam, kā turpmāk redzēsim, ir liela nozīme berzes pretestības spēka palielināšanai starp siksnu un skriemeli (287. zīm.).

Krustotie pārvadi.

Teoretiski šeit iekšējās tangentes pret skriemeļu aplocēm veido siksnas brīvās daļas. Rotacijas virziens vārpstām ir pretējs.



288. zīm.

Siksna šeit neizdevīgāk strādā, jo to ne tik vien stiepj, bet arī vēl vērpj pa 90° un atpakaļ; bez tam siksnas apakšējās virsmas ātrāk nolietojas, jo siksnas daļu saskarvietā darbojas berze. Lai siksnas vērpšana neradītu pārāk lielus papildspriegumus, asu atstatumam *a* jābūt pietiekoši lielam, salīdzinot ar siksnas platumu. Minimalo *a* varētu ņemt no empiriskām formulām: $a_{min} \geq \begin{cases} 20\,b; \\ 4\,D_{1iel}, \end{cases}$ kur *b* ir siksnas platums un D_{1iel} — lielākā skriemeļa caurmērs (288. zīm.).

Lielākas skriemeļu caurmēru diferences arī nav vēlamas, jo tad siksnas krustojuma vieta pievirzas pārāk tuvu klāt mazajam skriemelim, un efekts ir apm. tāds pats kā maza *a* gadijumā.

Krustotus pārvadus lieto tikai māzākām jaudām un ne visai lieliem ātrumiem, pie kam siksnu var slogot ar apm. 70...90% no tā, kas būtu pielaižams analoģiskam atklātam pārvadam. Skriemeļus noapaļo kā atklātā pārvadā, t. i. parasti tikai dzīto.

Krustoto pārvadu priekšrocība, salīdzinot ar atklāto, ir relativi lielāks aptveres leņķis.

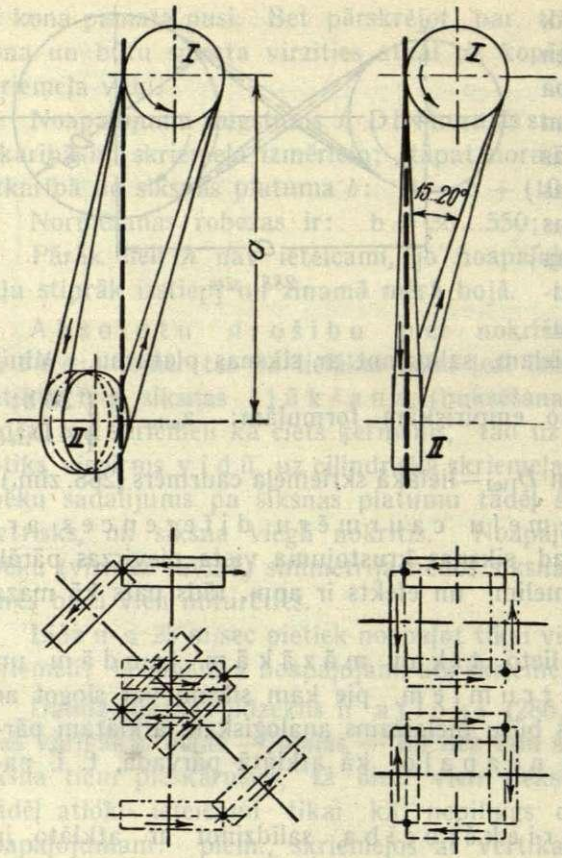
Leņķu pārvadi.

Šos pārvadus lieto, ja vārpstu asis šķērsojas telpā, pie kam praksē visvairāk lietotais ir t. s. puskrustotais pārvads, kurā asu šķērsojuma leņķis ir 90° (289. zīm.).

Salīdzinot ar agrāk aplūkotiem pārvadiem, kuros vārpstu asis bija parallelas, leņķu pārvadiem ir vairāki praktiski trūkumi. Galvenie trūkumi ir šādi:

1) Siksna strādā neizdevīgi, jo taisna sloksne teoretiski nevar piegulties diviem cilindriem ar neparallelām asīm. Tādēļ vienu siksnas malu stiepj un deformē stiprāk par otru, t. i. sloksne paliek greiza.

Vispareizāk būtu izveidot siksnu jau tādu, kas praksē grūti izdarams. Tomēr, piem., Gehrkens'a firma izgatavo specialas noapaļotas formas dubulti, vai pat vairākkārt sašūtas siksnas leņķu pārvadiem.



289. zīm.

Rotacijas virzieni:

ar ——— zīmētais: *I pret pulksteni, II pret pulksteni;*
„ – – – „ *I* „ „ *II ar* „
„ —·— „ *I ar* „ *II pret* „
„ —··— „ *I* „ „ *II ar* „

skatoties uz II vienmēr no labās puses!

2) Siksnu skriemeļus šeit nevar novietot patvaļīgā vietā uz vārpstām, — kā tas bija iespējams asu parallelitates gadījumā. Leņķu pārvados skriemeļu atrašanās vieta, atkarībā no skriemeļu izmēriem un rotacijas virzieniem, ir viena vienīgā un atrodas tuvumā īsākam atstatumam starp vārpstu asīm (sk. turpmāk).

3) Pārvadā vārpstas var rotēt tikai vienā virzienā, citādi siksna nokrīt; ja vēlamies, lai pārvads rotētu pretējā virzienā, vai arī, lai tikai viena no vārpstām to darītu, tad abi vai viens skriemelis jāpārvieto.

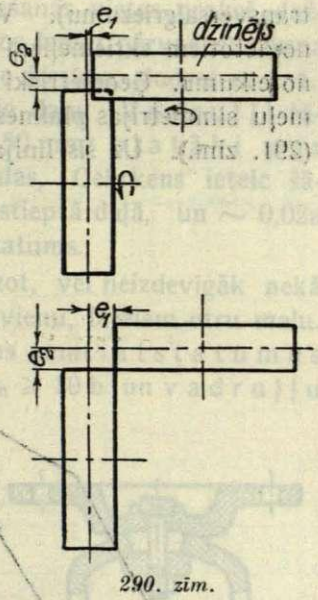
Teoretisko skriemeļu atrašanās vietu var noteikt, lietojot šādu ģeometrisko noteikumu: skriemeļu simmetrijas plakņu (vidējo transversalgriezumu) krustošanās līnijai (kas, acīmredzot, ir parallela īsākam atstatumam starp vārpstu asīm) jāpieskaras skriemeļu virsmām tajos punktos, kur siksna **noskrien** no skriemeļiem. Tad no viena skriemeļa noskrejošā siksnas daļa atradīsies taisni pret otru skriemeli, un tādēļ pareizi tam uzskries; līdz ar to siksnai nebūs tieksme nolekt no skriemeļiem.

Skicēs (289. zīm.) parādīts leņķa pārvads un puskrustots pārvads; plakņu krustošanās līnijas parādītas raustītas (transversalprojekcijās tās ir punkti), pie kam transversalprojekcijās parādīti 4 iespējamie savstarpējie skriemeļu stāvokļi, kas atbilst abu vārpstu rotacijas virzienu 4 iespējamām kombinacijām.

No šādiem teoretiskiem skriemeļu stāvokļiem praksē gan drusku jāatkāpjas, jo faktiski siksna staigā pa skriemeļiem (it sevišķi dzīto) aksialā virzienā atkarībā no slodzes, siksnas ātruma, skriemeļu virsmu īpašībām, siksnas virsmas īpašībām u. t. t. Vislabāk noteikt pareizos skriemeļu stāvokļus praktiskā mēģinājuma ceļā un ņemt aprādīto iemeslu dēļ platākus skriemeļus. Ieteic palielināt skriemeļa platumu B par 25...30%, salīdzinot ar normalo skriemeli; citi dati dod: $B = 1{,}4\,b + 1$ cm, un pat: $B = 2\,b$ dzītam skriemelim.

Par atkāpšanos no teoretiskiem skriemeļu stāvokļiem puskrustotā pārvadā Bach's dod šādus datus (290. zīm.):

dzinējskriemelim: $e_1 = (0{,}1...0{,}2)\,b$;
dzītam skriemelim $e_2 = (0{,}5...0{,}6)\,b$.
Gehrkens ieteic abiem skriemeļiem:
$e_1 \cong e_2 \cong 0{,}5\,B$.



290. zīm.

No skriemeļiem noskrejošā siksna, kā no skicēm (289. zīm.) redzams, vienmēr novirzīta pa leņķi, kas var sasniegt maksimali pat 15...20°. Lai šī novirzīšanās no skriemeļa vidusplaknēm notiktu pamazām bez raustīšanās, skriemeļu virsmas nav ieteicams izveidot noapaļotas, bet gan vienkārši cilindriskas. Noapaļotās virsmas, kā redzējām, tiecas noturēt siksnu vidējā stāvoklī, un tādēļ tās obligatā novirzīšanās bieži būtu saistīta ar siksnas raustīšanu. Bez tam, atkarībā no slodzes, siksnai arī jāstaigā pa skriemeli aksialā virzienā, kas nebūtu labi iespējams, ja skriemeļu virsmas būtu noapaļotas.

Lai novirzīšanās leņķi nebūtu lielāki par maksimali pielaižamiem 15...20°, īsākam atstatumam a starp asīm jābūt pietiekoši lielam. To pašu prasa arī siksnas materiala izturība, jo citādi siksnu pārāk vienpusīgi deformē.

Minimalam a dod empiriskas formulas:

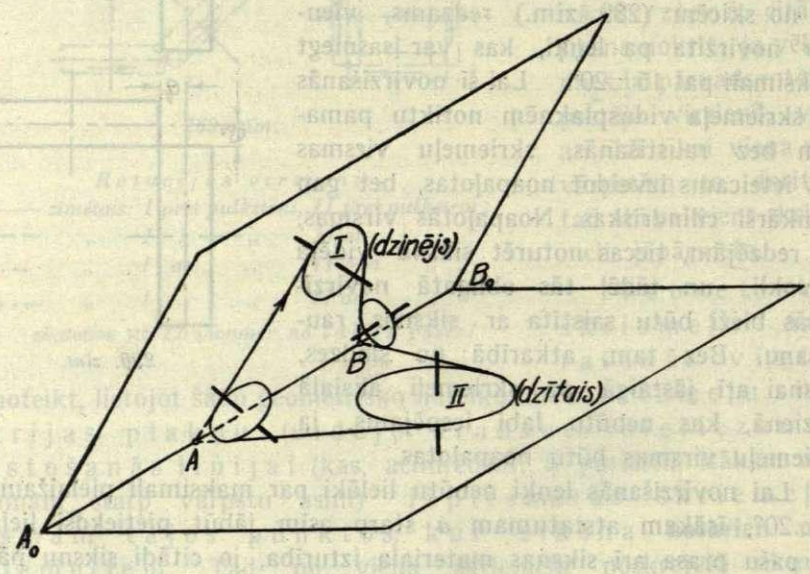
$$a_{min} \geqslant 4\,D_{liel};$$
$$a_{min} \geqslant 20\,b;$$
$$a_{min} \geqslant 10\,\sqrt{b\,D_{liel}},$$

kur b ir siksnas platums un D_{liel} — lielākā skriemeļa caurmērs.

Leņķu pārvadi ar vadruļļiem.

Nupat aplūkotiem leņķu pārvadiem, nelietojot specialus līdzekļus siksnas noturēšanai uz skriemeļiem, piemita, kā redzējām, starp citu tie trūkumi, ka vārpstas varēja rotēt tikai vienā virzienā un ka skriemeļi bija jānovieto vienīgā iespējamā vietā.

Abus šos trūkumus var novērst, lietojot specialus vadruļļus siksnas pareizai novadīšanai uz skriemeļiem. Vispārīgi siksna pareizi uzskrien uz skriemeļa tad, ja tās uzskrejošās daļas viduslīnija (simmetrijas ass) sakrīt ar skriemeļa simmetrijas plakni (vidējo transversalgriezumu). Vadruļļu atrašanās vietu diviem patvaļīgi novietotiem skriemeļiem viegli atrast, pamatojoties uz nupat izteikto noteikumu. Ģeometriski tas izdarams šādā veidā: iedomājas, ka skriemeļu simmetrijas plaknes turpinātas līdz krustojumam pa līniju A_oB_o (291. zīm.). Uz šīs līnijas izvēlas 2 patvaļīgus punktus A un B, caur



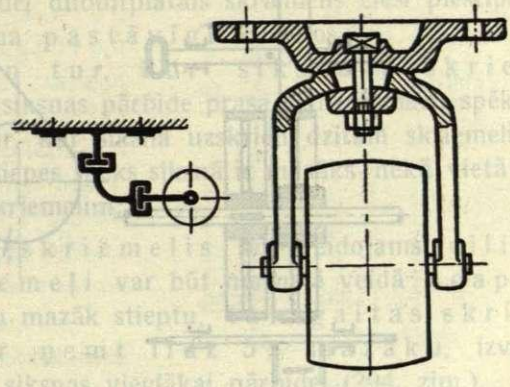
291. zīm.

kuriem velk tangentes pret skriemeļu vidējām aplocēm (kas atrodas simmetrijas plaknēs). Vadruļļu simmetrijas plaknes tad noteiktas ar šīm tangentēm, t. i.: vadruļļu vidējām aplocēm jāpieskaras tangentēm.

Tādus pārvadus var laist abos virzienos. Ja rotacijas virzienam jābūt tikai vienam, abus vadruļļus var uzstādīt arī uz kopējās ass, kas ir parallela linijai A_oB_o; tad vadruļļu simmetrijas plaknes būs perpendikularas linijai A_oB_o. Punkts B šeit jāizvēlas tā, lai vadruļļa B simmetrijas plakne pieskartos dzinējam I (ar 291. zīm. uzrādīto rotacijas virzienu), un punkts A tā, lai vadruļļa A simmetrijas plakne pieskartos dzītam skriemelim II. Noskrienot no abiem vadruļļiem, siksna tad būs novirzīta no vadruļļu simmetrijas plaknēm, kā agrāk aplūkotos leņķu pārvados bez vadruļļiem. Kā viegli redzams, noteikums par uzskrejošās siksnas daļas atrašanās vietu tomēr ir viscaur izpildīts, un tādēļ pārvads pareizi strādās.

Nupat atrastās teoretiskās vadruļļu atrašanās vietas praksē dažreiz drusku jāmaina, jo arī šeit (kā vienkāršos leņķu pārvados) siksna staigā pa ruļļiem aksialā virzienā atkarībā no ātruma, slodzes u. t. t., — it sevišķi pa rulli, kas vada siksnas vaļējo daļu. Vadruļļi tādēļ jāņem pietiekoši plati: vismaz 25...50 mm platāki par siksnu. Ja vadruļļu asis ir apm. vertikalas, Gehrkens ieteic šādus platuma pielikumus: ~ 0,01a rullim stieptā daļā, un ~ 0,02a rullim vaļējā daļā, kur *a* ir vārpstu asu atstatums.

Siksna strādā šajos pārvados, acīmredzot, vēl neizdevīgāk nekā vienkāršos leņķu pārvados, jo brīžiem stiepj vienu, brīžiem otru malu. Lai samazinātu papildu spriegumus, ieteicams ņemt atstatumus starp asīm ne pārāk mazus: $a_{min} \geq 10b$ un vadruļļu caurmērus iespējami lielākus. Gehrkens ieteic ņemt stieptās daļas vadruļļa ⌀ ne mazāku par dzinēja ⌀, vaļējās daļas vadruļļa ⌀ ne mazāku par dzītā skriemeļa ⌀.



292. zīm.

Tā kā vadruļļi (kā no 291. zīm. redzams) eventuali jānovieto ar ļoti dažādu asu stāvokli, bet to piestiprināšana normali notiek pie vertikalām vai horizontalām virsmām, tad

izstrādātas dažādas konstrukcijas ar 2 šarniriem, resp. lodes šarniru, kas atļauj nostādīt ruļļa asi gandrīz ikkatrā vēlamā stāvoklī neatkarīgi no piestiprināšanas virsmas stāvokļa (292. zīm.).

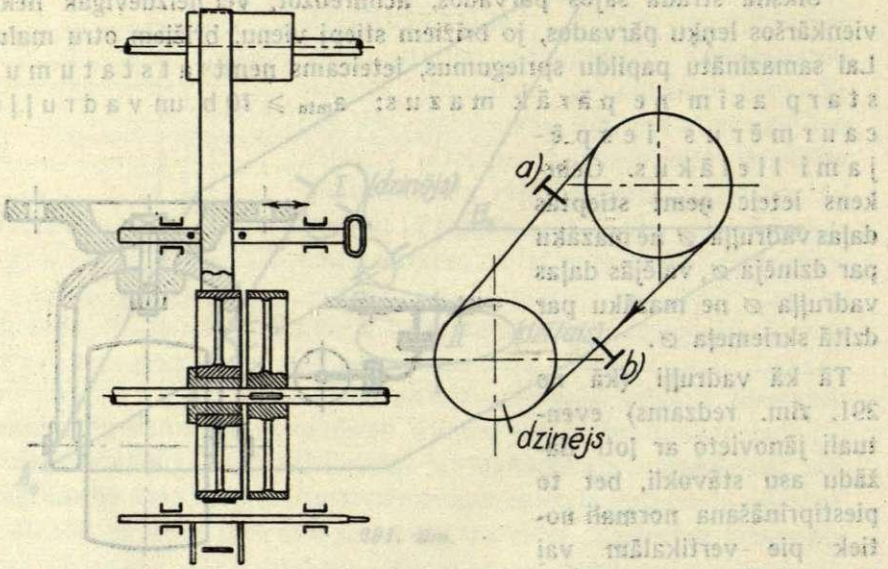
P i e z ī m e. Gehrkens ieteic šādiem pārvadiem specialas siksnas ar pastiprinājumu vidusdaļā; tas malām dod iespēju vieglāk izplesties un tajā pašā laikā nodrošina pietiekošu siksnu izturību.

Izslēdzamie siksnu pārvadi.

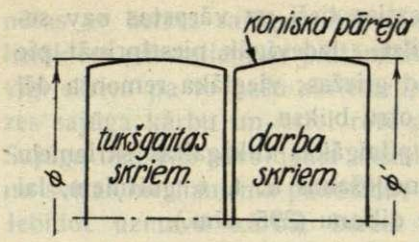
Praksē ļoti bieži ir gadijumi, kur ar siksnām piedzītās mašinas vai pat veselas transmisijas jāaptur neatkarīgi no dzinējvārpstas resp. dzinējtransmisijas. Šādos gadijumos siksnu pārvadi jāizveido izslēdzami.

Visvienkāršākā veidā tas sasniedzams ar dubultplatu skriemeli uz dzinējvārpstas un ar diviem normala platuma skriemeļiem uz dzītās vārpstas; no tiem viens t. s. d a r b a s k r i e m e l i s, uzķīlēts uz vārpstas, bet otrs, t. s. t u k š g a i t a s s k r i e m e l i s, brīvi griežas ap vārpstu (293. zīm.). Pārbīdot ar specialas i z s l ē d z ē j a d a k š a s palīdzību siksnu no darba skriemeļa uz tukšgaitas skriemeli vai otrādi, varam pēc vēlēšanās apturēt vai iedarbināt dzīto vārpstu.

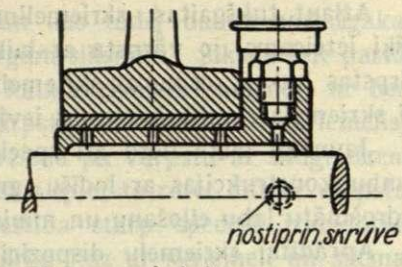
Siksnas pārbīde iespējama tikai tad, ja siksna kustas; miera stāvoklī berze starp siksnu un skriemeli ir pārāk liela, lai tāda pārbīde

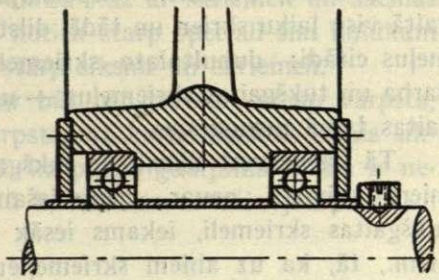


293. zīm.

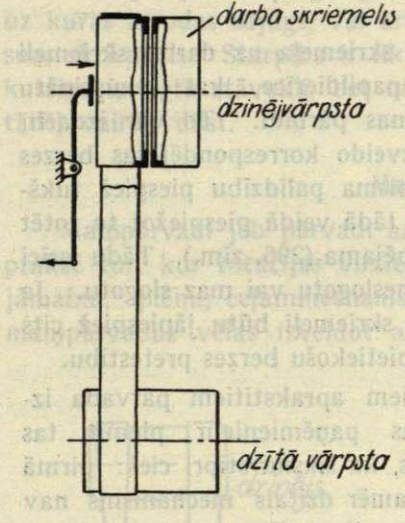


294. zīm.

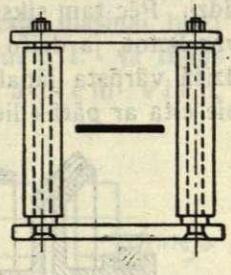




295. zīm.



296. zīm.



297. zīm.

varētu notikt. Šī iemesla dēļ dubultplatais skriemelis cieši piestiprināts dzinējvārpstai, lai siksna pastāvīgi kustētos.

Dakša jānovieto tur, kur siksna uzskrien skriemelim; tikai tur siksnas pārbīde prasa samērā mazu spēku. Vislabāk novietot dakšu tur, kur siksna uzskrien dzītam skriemelim (vietā *a* 293. zīm.), jo tur stiepes spēks siksnā ir mazāks nekā vietā *b*, kur siksna uzskrien dzinējskriemelim.

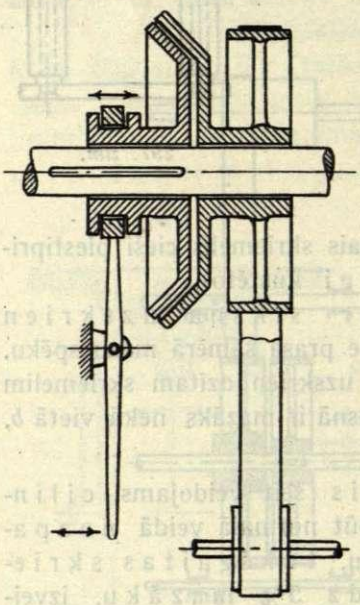
Dubultplatais dzinējskriemelis šeit veidojams cilindrisks; dzītie skriemeļi var būt normalā veidā noapaļoti. Lai tukšgaitā siksnu mazāk stieptu, tukšgaitas skriemeļa caurmēru var ņemt līdz 5% mazāku, izveidojot tikai konisku pāreju siksnas vieglākai pārbīdei (294. zīm.).

Atļaut tukšgaitas skriemelim griezties tieši uz vārpstas nav sevišķi ieteicams, jo vārpsta ar laiku dilst. Izdevīgāk piestiprināt pie vārpstas buksu, uz kuras skriemelis tad griežas; vieglāka remonta dēļ arī skriemeļa rumbā ieteicams ievietot otru buksu.

Jaunākā laikā lieto arī specialas pilnīgākas tukšgaitas skriemeļu rumbu konstrukcijas ar lodīšu, gredzeneļļošanas u. t. t. gultņiem, lai nodrošinātu labu eļļošanu un minimalu dilšanu (295. zīm.).

Aprādītai skriemeļu dispozicijai ir tā neērtība, ka siksna tukšgaitā visu laiku skrien un tādēļ dilst. To var novērst, novietojot skriemeļus citādi: dubultplato skriemeli uz dzītās vārpstas un normalos: darba un tukšgaitas skriemeļus — uz dzinējvārpstas. Tad siksna tukšgaitas laikā nekustēsies.

Tā kā pārvest siksnu no tukšgaitas skriemeļa uz darba skriemeli miera stāvoklī nevar, nepieciešama papildierīce, kas iekustinātu tukšgaitas skriemeli, iekams iesāk siksnas pārbīdi. To var izdarīt, piem., tā, ka uz abiem skriemeļiem izveido korrespondējošas berzes virsmas pie lokiem; ar sviras mechanisma palīdzību piespiež tukšgaitas skriemeli pie darba skriemeļa, tādā veidā piespiežot to rotēt līdzi. Pēc tam siksnas pārbīde viegli iespējama (296. zīm.). Tādu ierīci var lietot, ja dzīto vārpstu var palaist neslogotu vai maz slogotu. Ja dzītā vārpsta jāpalaiž ar lielāku slodzi, skriemeļi būtu jāpiespiež cits pie cita ar pārāk lielu spēku, lai radītu pietiekošu berzes pretestību.



298. zīm.

Abiem aprakstītiem pārvada izslēgšanas paņēmieniem piemīt tas trūkums, ka siksna stipri cieš: pirmā laikā, kamēr dzītais mechanisms nav ieskrējies, siksna šļūc pa skriemeļiem; bez tam dakšas bojā siksnas malas.

Pirmo trūkumu var mazināt, palaižot pēc iespējas tikai neslogotas mašinas vai transmisijas; otro var mazināt, lietojot dakšas ar rullīšiem (297. zīm.). Pilnīgi izslēgt siksnas bojāšanu tomēr nekad neizdosies, un tādēļ izslēdzamas siksnas kalpošanas laiks bieži vien ir relativi ļoti mazs, ne vairāk par pusi no normalā.

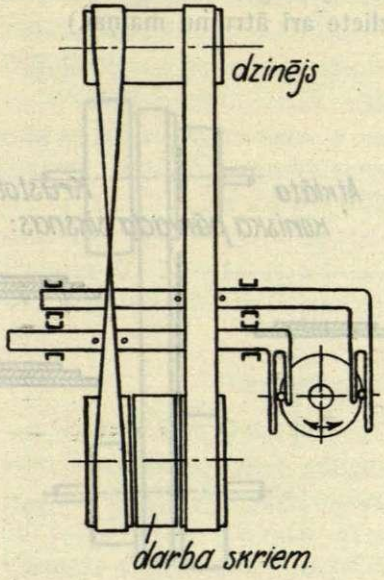
Siksnas bojāšanu var novērst ar izslēgšanas ierīcēm, kas kombi-

nētas ar berzes sajūgu (298. zīm.) un kas tādēļ daudz noderīgākas lielākiem pārvadiem ar platām un dārgām siksnām. Siksna šeit pastāvīgi skrien pa to pašu skriemeli, pie kam skriemelis savienots ar berzes sajūga kārbu un brīvi rotē ap vārpstu (kā tukšgaitas skriemelis). Sajūga uzmava pārbīdama aksialā virzienā pa vārpstu ar slīdgredzena un sviras mechanisma palīdzību; ierievis spiež to rotēt līdz ar vārpstu. Iebīdot uzmavu kārbā, berzes pretestība starp speciali izveidotām berzes virsmām pamazām paātrina kārbu līdz ar skriemeli un siksnas pārvadu. Tā tad slīde šeit normali notiek starp speciali šim nolūkam izveidotām berzes virsmām, bet ne starp siksnu un skriemeli.

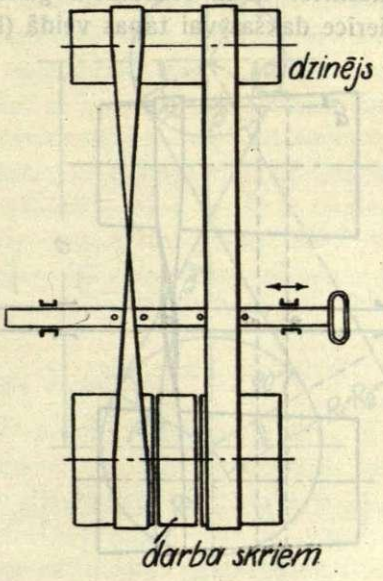
Dzinējvārpsta šajā gadijumā var būt pēc izvēles vai nu vārpsta, uz kuras atrodas sajūgs, vai arī vārpsta, uz kuras atrodas otrais siksnas skriemelis. Starpība ir tikai tā, ka pirmā gadijumā siksna ir nekustīga izslēgtā stāvoklī, bet otrā tā kustas līdz ar dzinējvārpstu, un tādēļ vairāk dilst.

Maiņpārvadi.

Maiņpārvadi jeb pārvadi ar mainīgu rotacijas virzienu sastopami praksē tur, kur rotacijas virziens dzītai vārpstai resp. mašinai bieži jāmaina, piem., ceļammechanismos, darba mašinās u. t. t. Ja tādus maiņpārvadus vēlas izveidot ar siksnas pārvadiem vien,



299. zīm.



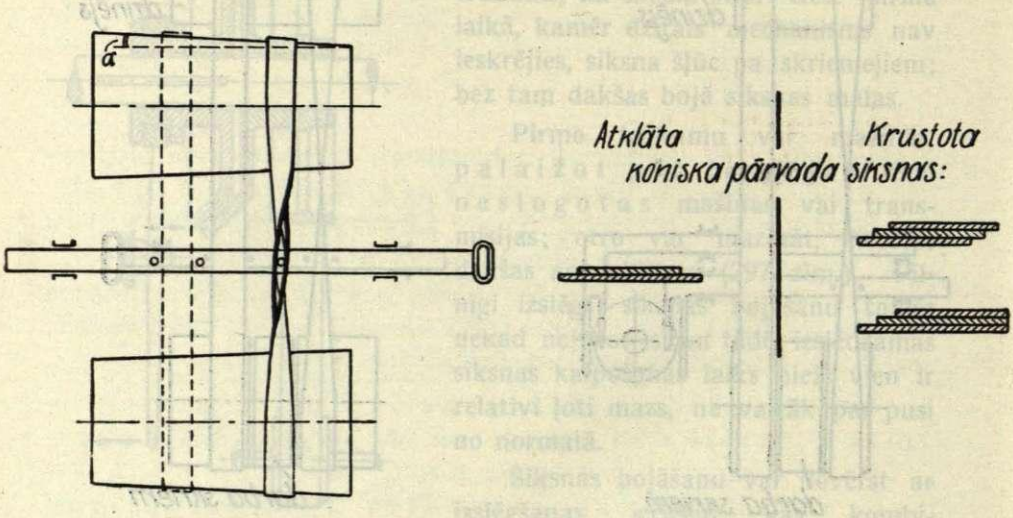
300. zīm.

tad tas sasniedzams ar vienu atklātu un vienu krustotu pārvadu, ko reizē vai vienu pēc otra pārved ar dakšu no tukšgaitas uz darba skriemeli vai otrādi. Ja abas siksnas pārved reizē, tad, kā no 299. zīm. redzams, skriemelim uz dzinējvārpstas jābūt 5 reiz platākam par normalo, un abiem tukšgaitas skriemeļiem uz dzītās vārpstas 2 reiz platākiem; tikai tad iespējams vai nu atklāto, vai krustoto siksnu novietot uz darba skriemeļa. Lietojot kulisas divu atsevišķo dakšu galos (katrai siksnai ir sava dakša), ko iedarbina ar kopēju rokas ratu vienu pēc otras automatiski, skriemeli uz dzinējvārpstas iespējams samazināt līdz 3-kārtējam platumam, bet tukšgaitas skriemeļus uz dzītās vārpstas pat līdz normalam platumam (300. zīm.).

Bez aprakstītām relativi vienkāršām schemām sastopama vēl vesela rinda citādi izveidotu mechanismu konstrukciju.

Pārvadi ar mainīgu dzītās vārpstas ātrumu (variatori).

Ja vēlas, lai dzītās vārpstas ātrumus varētu pamazām mainīt, tad var lietot koniskus skriemeļus vai specialus variatorus ar ķīļsiksnām. Koniskos pārvados (301. zīm.) taisna normala siksna nepareizi strādā: malas izstiepjas viena vai abas pēc kārtas vairāk par vidu. Tādēļ šeit ieteicamas specialas siksnas: atklātiem pārvadiem ar biezāku vidu, krustotiem ar pakāpju veidā salīmētām siksnām. Tā kā bez tam, kā agrāk redzējām (237. lpp.), siksna tiecas uzskriet konu resnākiem galiem, vēl ir vajadzīga siksnas vadīšanas ierīce dakšas vai tapas veidā (ko reizē izlieto arī ātrumu maiņai.)



301. zīm.

Lai siksna pārāk neciestu, ieteicams ņemt iespējami lielākus attstatumus starp asīm: $a_{min} \geqslant 20\,b$, resp. $a_{min} \geqslant 4\,D_{vid}$, kur D_{vid} ir skriemeļu vidējais ⌀.

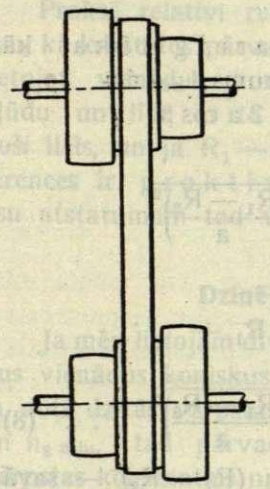
Siksnas taupīšanas nolūkos, un lai siksna pārāk netiektos nostāties greizi uz skriemeļiem, konu slīpumi $tg\alpha$ jāņem mazi: $tg\,\alpha_{max} = 0{,}1$, vēl labāk $\sim 0{,}07$.

Pārvadus var lietot atklātus vai krustotus. Maziem ātrumiem ieteicams lietot pēdējos; tur atklātie pārvadi bieži slikti strādā (viens no iemesliem ir arī nevienādais siksnas stiepes spēks atklātā pārvadā, jo patiesībā viens no koniem jāierobežo ar līkni, sk. turpmāk).

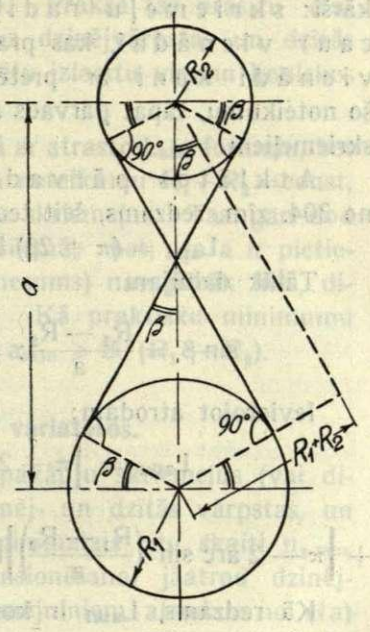
Krustotā pārvadā siksnu var pārbīdīt ar plakanu tapu starp siksnām krustojuma vietā, kas vienā laikā vada un notur siksnu.

Variatorus ar ķīļsiksnām kā pārāk specialus mechanismus mēs šeit neaplūkosim.

Citu iespēju mainīt dzītās vārpstas ātrumu — gan ne pamazām, bet pakāpeniski — dod t. s. pakāpju skriemeļi (302. zīm.), ko plaši lieto, piem., darba mašinu praksē. Principā tos var lietot kā krustotus vai atklātus pārvadus; gandrīz vienmēr ērtības dēļ lieto atklātos pārvadus, kaut gan teoretiski, kā tūliņ redzēsim, krustotiem būtu dodama priekšroka. Pakāpju skaits ir parasti 3...4. Ātrumu



302. zīm.



303. zīm.

maiņu sasniedz, pārliekot pēc vajadzības siksnu uz kādu korrespondējošo skriemeļu pāri.

Lai tāda siksnas pārlikšana būtu iespējama un lai pie tam stiepes spēki siksnā būtu vienādi neatkarīgi no tā, kur tā atrodas, jāpilda, acīmredzot, noteikums, ka siksnas teoretiskam garumam L jābūt viscaur vienādam.

Krustotā pārvadā tas, kā tūliņ redzēsim, ļoti vienkārši un noteikti sasniedzams, turpretim ne tik viegli atklātā pārvadā.

Siksnas teoretiskais garums.

Siksnas teoretiskais garums krustotā pārvadā L_{kr} (sk. 303. zīm.) ir ar skicē lietotiem apzīmējumiem:

$$L_{kr} = (\pi + 2\beta)(R_1 + R_2) + 2a\cos\beta.$$

Bet: $\sin\beta = \frac{R_1 + R_2}{a}$; $\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R_1 + R_2}{a}\right)^2}$.

Ievietojot atrodam:

$$L_{kr} = \left[\pi + 2\arcsin\left(\frac{R_1 + R_2}{a}\right)\right](R_1 + R_2) + 2a\sqrt{1 - \left(\frac{R_1 + R_2}{a}\right)^2}. \quad (7)$$

Kā redzams, sasniegt krustotos pārvados vienādu L_{kr} ir ļoti vienkārši: skriemeļu radiju summai $R_1 + R_2$ jābūt viscaur vienādai, kas praktiski nekādas grūtības nerada. Divi vienādi koni ar pretējā virziena virsotnēm, acīmredzot, pilda šo noteikumu, tāpat pārvads ar diviem vienādiem apgrieztiem pakāpju skriemeļiem.

Atklātos pārvados lieta ir sarežģītāka; kā no 304. zīm. redzams, šeit teoretiskais siksnas garums L_{atkl} ir:

$$L_{atkl} = (\pi + 2\beta)R_1 + (\pi - 2\beta)R_2 + 2a\cos\beta.$$

Tālāk dabūjam:

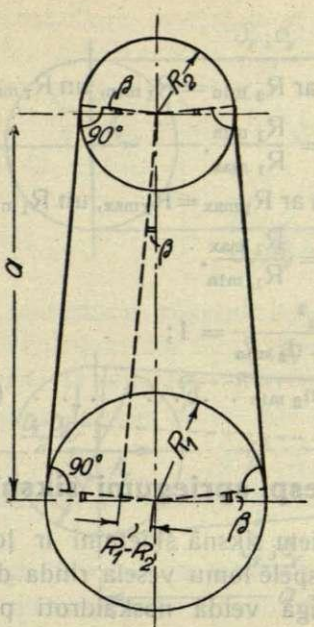
$$\sin\beta = \frac{R_1 - R_2}{a}; \quad \cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right)^2}.$$

Ievietojot atrodam:

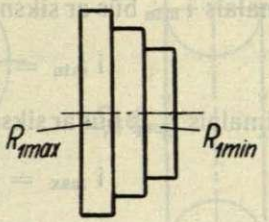
$$L_{atkl} = \left[\pi + 2\arcsin\left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right)\right]R_1 +$$

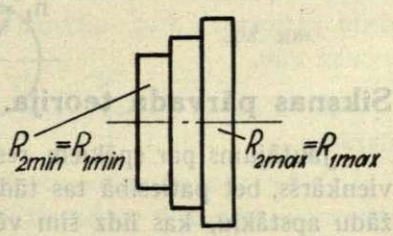
$$+ \left[\pi - 2\arcsin\left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right)\right]R_2 + 2a\sqrt{1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Kā redzams, L_{atkl} ir komplicēta R_1, R_2 un $(R_1 - R_2)$ — savā ziņā tā tad arī pārnesuma — funkcija, kas ļoti neērti atrisināma (šim



304. zīm.





305. zīm.

nolūkam ir gan sastādītas nomogrammas). Praksē tas prasītu dažādus modeļus pakāpju skriemeļiem uz dzinējvārpstas un dzītās vārpstas, resp. vienu skriemeli ar komplicētu izlocītu virsmu koniskos pārvados.

Praksē relativi retāk rīkojas saskaņā ar atrasto L_{atkl} formulu, bet gan, kā krustotos pārvados, vienkārši pilda noteikumu $R_1+R_2=\text{const}$, lietojot vienādus koniskus vai pakāpju skriemeļus. Tas gan dod kļūdu un līdz ar to nevienādus spēkus siksnā; bet, ja a ir pietiekoši liels, un ja $R_1 - R_2$ (tā tad arī pārnesums) nav pārāk liels, diferences ir praktiski neievērojamas. Kā praktisku minimumu asu atstatumam tad vajadzētu ievērot: $a_{min} \geqslant 20\,(R_1 - R_2)$.

Dzinējvārpstas ritu skaits variatoros.

Ja mēs lietojam divus vienādus pakāpju skriemeļus (vai divus vienādus koniskus skriemeļus) uz dzinēj- un dzītās vārpstas, un ja doti dzītās vārpstas maksimalais un minimalais ritu skaiti $n_{2\,max}$ un $n_{2\,min}$, tad pārvada skriemeļu dimensionēšanai jāatrod dzinējvārpstas konstantais n_1. Ar 305. zīm. apzīmējumiem atrodam no (1a) formulas vispārīgi:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Minimalais i_{min} būs ar siksnu uz skriemeļiem ar $R_{2\,min} = R_{1\,min}$, un $R_{1\,max}$:

$$i_{min} = \frac{n_1}{n_{2\,max}} = \frac{R_{2\,min}}{R_{1\,max}} = \frac{R_{1\,min}}{R_{1\,max}}.$$

Maksimalais i_{max} būs ar siksnu uz skriemeļiem ar $R_{1\,max} = R_{2\,max}$, un $R_{1\,min}$:

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2\,min}} = \frac{R_{2\,max}}{R_{1\,min}} = \frac{R_{1\,max}}{R_{1\,min}}.$$

Reizinot atrodam: $\frac{n_1^2}{n_{2\,max} \cdot n_{2\,min}} = 1;$

$$n_1 = \sqrt{n_{2\,max} \cdot n_{2\,min}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Siksnas pārvada teorija. Spēki resp. spriegumi siksnā.

Jautājums par spēkiem resp. spriegumiem siksnā šķietami ir ļoti vienkāršs, bet patiesībā tas tāds nav. Tur spēlē lomu vesela rinda dažādu apstākļu, kas līdz šim vēl nav pilnīgā veidā noskaidroti par spīti daudziem rūpīgiem teoretiskiem un empiriskiem pētījumiem.

Ar to arī izskaidrojams, ka mums ir vairākas siksnas darbības teorijas un ka līdz šim nav pilnīgas skaidrības siksnu aprēķina jautājumā; paņēmieni šeit diezgan stipri atšķiras atkarībā no ieņemtā viedokļa.

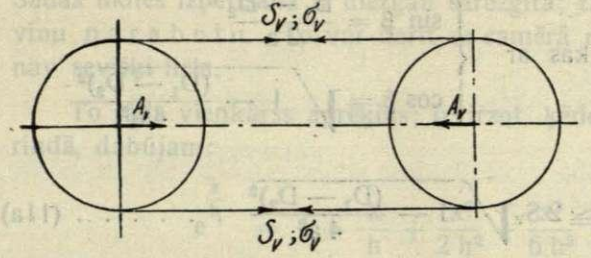
Mēs aplūkosim šeit jautājumu par spēkiem resp. spriegumiem siksnā no samērā vienkārša viedokļa, kā to darija savā laikā Kutzbach's (ZVDI 1922.). Tāpat arī aprēķinu ņemsim samērā vienkāršu saskaņā ar vācu AWF norādījumiem.

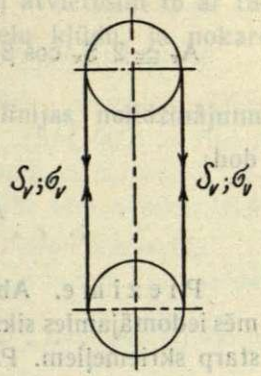
Pārvads miera stāvoklī. Priekšspriegumi.

Kā jau mēs 217. lpp. teicām, siksnas pārvads pēc savas dabas ir berzes pārvads: berzes pretestība starp siksnu un skriemeļiem neatļauj siksnai šļūkt un tādēļ atļauj pārnest momentus no vienas vārpstas uz otru.

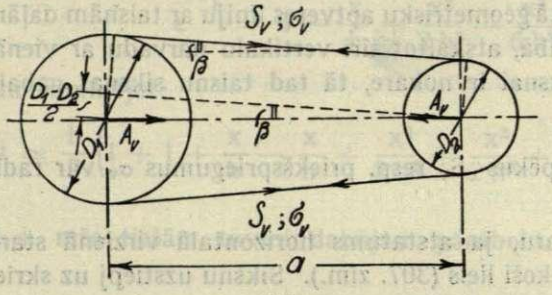
Lai šī berzes pretestība rastos, nepieciešams jau miera stāvoklī uzvilkt siksnu uz skriemeļiem ar zinamu iepriekšēju stiepes spēku S_v kg, kas praktiski visā siksnā būs apmēram vienāds (sk. turpmāk). Dalot S_v ar siksnas šķērsgriezumu $b \cdot \delta$ cm², atrodam t. s. siksnas priekšspriegumu σ_v:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{b\,\delta} \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

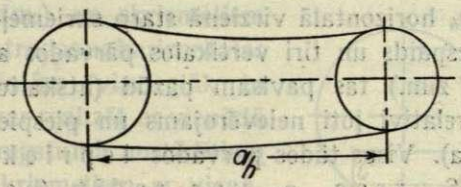




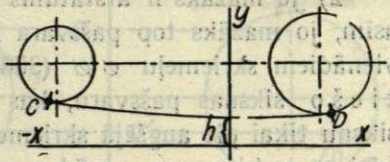
308. zīm.



306. zīm.



307. zīm.



309. zīm.

Piezīme. Dažreiz rēķina ar spēku C_v kg/cm uz 1 cm siksnas platuma; acīmredzot:

$$C_v = \sigma_v \cdot \delta = \frac{S_v}{b} \text{ kg/cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10a)$$

Stiepes spēki S_v abās siksnas daļās rada t. s. **asspiedienus** A_v kg, ar kuriem skriemeļu vārpstas spiež uz gultņiem. Ja abu skriemeļu $\varnothing\varnothing$ ir vienādi: $D_1 = D_2$, tad, acīmredzot (306. zīm.):

$$A_v \cong 2 S_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Ja $D_1 < D_2$, no 306 zīm. atrodam:

$$A_v \cong 2\, S_v \cos\beta, \quad \text{kas ar} \quad \begin{cases} \sin\beta = \dfrac{D_1 - D_2}{2a} \\ \cos\beta = \sqrt{1 - \dfrac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}} \end{cases}$$

dod:

$$A_v \cong 2\, S_v \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}} \quad \ldots\ldots (11a)$$

Piezīme. Abas šīs formulas dod tikai tuvīnus rezultatus, jo mēs iedomājamies siksnu kā ģeometrisku aptveres līniju ar taisnām daļām starp skriemeļiem. Patiesībā, atskaitot tīri vertikalu pārvadu ar vienādiem skriemeļu $\varnothing\varnothing$, siksnai ir nokare, tā tad taisnu siksnas gabalu nemaz nav.

Iepriekšējos stiepes spēkus S_v resp. priekšspriegumus σ_v var radīt dažādi:

1) Ar siksnas pašsvaru, ja atstatums horizontalā virzienā starp skriemeļu asīm a_h ir pietiekoši liels (307. zīm.). Siksnu uzstiepj uz skriemeļiem gandrīz vienmēr nedaudz īsāku par teoretisko aptveres līniju (sk. 230. lpp.); pašsvara iespaids to izstiepj garāku: mēs dabūjam taisnu līniju vietā līknes ar t. s. nokari.

2) Jo mazāks ir atstatums a_h horizontalā virzienā starp skriemeļu asīm, jo mazāks top pašsvara iespaids un tīri vertikalos pārvados ar vienādiem skriemeļu $\varnothing\varnothing$ (308. zīm.) tas pavisam pazūd (atskaitot tiešo siksnas pašsvaru, kas relativi ļoti neievērojams un piespiež siksnu tikai pie augšējā skriemeļa). Visos tādos pārvados iepriekšējos stiepes spēkus S_v resp. σ_v var radīt (bez palīglīdzekļiem), tikai ievērojamākā mērā saīsinot siksnu.

3) To pašu var sasniegt ar 218. lpp. minētiem Leniksruļļiem (spīlruļļiem).

Aplūkosim vispirms vissvarīgāko teoretiskā ziņā — priekšspriegumu radīšanu siksnā ar pašsvaru horizontalā pārvadā.

Ja siksna būtu absoluti elastīga, vienmērīga un lokana, tad tās forma (kā smaga līnija), kā zinams, būtu ķēdes līnija. Tās nolīdzinājums ir (sk. 309. zīm.):

$$y = \frac{h}{2}\left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}}\right).$$

Šādas līknes izpētīšana ir diezgan sarežģīta; tādēļ atvietosim to ar tuvīnu p a r a b o l u. To var darīt ar samērā nelielu kļūdu, ja nokare nav sevišķi liela.

To rāda vienkāršs aprēķins; izvirzot ķēdes līnijas nolīdzinājumu rindā, dabūjam:

$$e^{\frac{x}{h}} = 1 + \frac{x}{h} + \frac{x^2}{2h^2} + \frac{x^3}{6h^3} + \ldots;$$

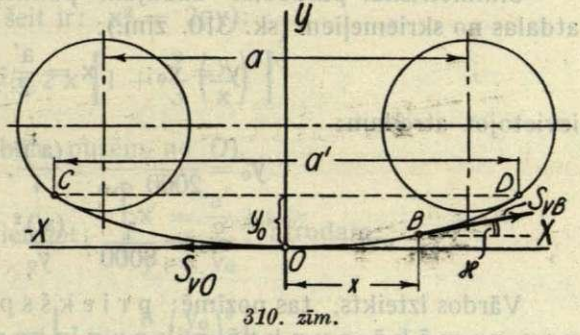
$$e^{-\frac{x}{h}} = 1 - \frac{x}{h} + \frac{x^2}{2h^2} - \frac{x^3}{6h^3} + \ldots,$$

un summējot:

$$y \cong \frac{h}{2}\left(1 + 1 + \frac{x}{h} - \frac{x}{h} + \frac{x^2}{2h^2} + \frac{x^2}{2h^2} + \frac{x^3}{6h^3} - \frac{x^3}{6h^3}\right) \cong h + \frac{x^2}{2h},$$

t. i. mēs tiešām tuvīni dabūjam parabolu.

Atradīsim tagad šo parabolu tieši, izejot no siksnas pašsvara, pie kam to atradīsim simmetriskam gadijumam, kad siksnas atdalīšanās punkti C un D (310. zīm.) no skriemeļiem atrodas uz horizontalas līnijas (visvieglāk to var realizēt ar vienādā augstumā nostādītiem skriemeļiem ar vienādiem ⌀ ⌀). Koordinatu sākumu O ņemsim līknes zemākā (vidējā) punktā. Nokari vidējā punktā apzīmēsim ar y_o un horizontalo atstatumu (pa taisni) starp atdalīšanās punktiem C un D ar a'; ar a apzīmēts horizontalais atstatums starp skriemeļu asīm; ar *l* apzīmēsim siksnas garumu COD starp atdalīšanas punktiem C un D.



310. zīm.

Iedomāsimies no siksnas izgrieztu gabalu OB ar horizontalo projekciju x. Uz šo siksnas gabalu iedarbojas:

1) punktā O iepriekšējais stiepes spēks S_{vo} (pa kreisi horizontalā virzienā);

2) punktā B — S_{vB} (tangentes virzienā ar leņķi $\varkappa$);

3) uz leju siksnas gabala OB pašsvars: $G_{oB} \cong \frac{\gamma \cdot x \cdot b\delta}{1000}$ kg (ja īpatnējais svars γ dots, kā parasts, kg/dm³ un pārējie izmēri cm—os; 1 dm³ = 1000 cm³).

Piezīme. Patiesībā x vietā būtu jāņem $\smile$ OB, kas ne pārāk lielai nokarei maz atšķiras no x.

Līdzsvara noteikumi ir:

horizontalā virzienā: $S_{vo} = \sigma_{vo} \cdot b\,\delta = S_{vB} \cdot \cos\varkappa = \sigma_{vB} \cdot b\,\delta \cdot \cos\varkappa$;

vertikalā virzienā: $G_{oB} \cong \frac{\gamma\, x\, b\,\delta}{1000} = S_{vB} \cdot \sin\varkappa = \sigma_{vB} \cdot b\,\delta \cdot \sin\varkappa$.

Izdalot otro nolīdzinājumu ar pirmo, atrodam:

$$\frac{\gamma\, x}{1000\,\sigma_{vo}} = \operatorname{tg}\varkappa = \frac{dy}{dx},$$

un intregrējot šo nolīdzinājumu:

$$y = \frac{\gamma}{2000\,\sigma_{vo}} \cdot x^2 \quad [+ C],$$

kas ir parabolas nolīdzinājums.

Ja x = 0, tad arī y = 0, un tādēļ konstante C = 0.

Simmetriskai parabolai dabūjam punktā D (vai C), kur siksna atdalas no skriemeļiem (sk. 310. zīm.):

$$y = y_o; \qquad x = \frac{a'}{2};$$

ievietojot atrodam:

$$y_o = \frac{\gamma}{2000\,\sigma_{vo}} \cdot \frac{(a')^2}{4},$$

vai:

$$\sigma_{vo} = \frac{\gamma}{8000} \cdot \frac{(a')^2}{y_o} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Vārdos izteikts, tas nozīmē: priekšspriegumi σ_{vo} siksnas zemākā punktā pieaug proporcionali atstatuma kvadratam starp siksnas atdalīšanās punktiem (tā tad apmēram arī atstatuma kvadratam starp skriemeļu asīm) un pretēji proporcionali nokarei y_o. Saīsinot siksnu, y_o samazinas, un σ_{vo} atiecīgi palielinas; palielinot horizontalo atstatumu starp atdalīšanās punktiem — tā tad arī skriemeļu asīm — σ_{vo} sevišķi stipri pieaug.

Noteiksim vēl spriegumus σ_{vB} punktā B; no līdzsvara noteikuma horizontalā virzienā atrodam:

$$\sigma_{vo} = \sigma_{vB} \cdot \cos\varkappa,$$

vai: $$\sigma_{vB} = \frac{\sigma_{vo}}{\cos \varkappa}$$

Bet: $$\frac{1}{\cos \varkappa} = \sec \varkappa = \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2 \varkappa};$$

ievietojot agrāk atrasto:

$$\mathrm{tg}\ \varkappa = \frac{\gamma x}{1000\ \sigma_{vo}},$$ atrodam:

$$\sigma_{vB} = \sigma_{vo} \sqrt{1 + \frac{\gamma^2 x^2}{10^6 \cdot \sigma_{vo}^2}} \quad \ldots\ldots \quad (12a)$$

Spriegumi tā tad pieaug, jo tuvāk mēs pievirzamies punktiem C un D un tur sasniedz maksimalās vērtības ar $x = \frac{a'}{2}$. Bet, ja tikai a' nav ļoti liels, tad otrais loceklis zem saknes, salīdzinot ar pirmo, ir niecīgs ($\gamma \cong 1$ kg/dm³). Tādēļ praktiski gandrīz vienmēr var strīpot otro locekli un teikt, ka priekšspriegumi σ_v ir viscaur apm. konstanti un līdzinas σ_{vo} zemākā punktā:

$$\sigma_v \cong \sigma_{vo} \cong \text{const.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12b)$$

Siksnas garumu l starp atdalīšanās punktiem C un D atradīsim no parabolas līknes garuma l_x tuvinās formulas (parabolas vispārējais nolīdzinājums šeit ir: $x^2 = 2py$):

$$l_x \cong 2x \left[1 + \frac{2}{3}\left(\frac{y}{x}\right)^2\right]$$

(divkāršais garums uz abām pusēm no O).

Ievietojot: $\begin{cases} x = \frac{a'}{2} \\ y = y_o \end{cases}$, atrodam:

$$l \cong a' \left[1 + \frac{8}{3}\left(\frac{y_o}{a'}\right)^2\right],$$

no kurienes noteicam t. s. „relativo nokari" $\frac{y_o}{a'}$; atrodam:

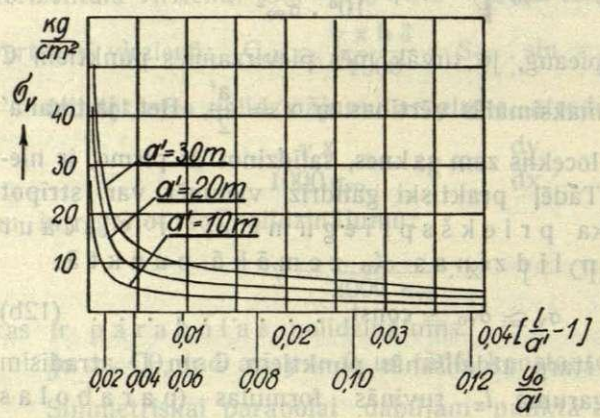
$$\frac{l}{a'} - 1 \cong \frac{8}{3} \cdot \left(\frac{y_o}{a'}\right)^2, \text{ resp:}$$

$$\frac{y_o}{a'} \cong \sqrt{\frac{3}{8}\left(\frac{l}{a'} - 1\right)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Ievietojot šo izteiksmi (12) nolīdzinājumā un rakstot no (12b) formulas: $\sigma_{vo} = \sigma_v$, atrodam:

$$\sigma_v \cong \frac{\gamma}{8000} \cdot \frac{a'}{\sqrt{\frac{3}{8}\left(\frac{l}{a'} - 1\right)}} \cong \frac{\gamma a'}{4900\sqrt{\frac{l}{a'} - 1}} \quad . \quad (14)$$

(13) un (14) formulās zem sakņu zīmēm ietilpst izteiksme $\frac{l}{a'} - 1 = \frac{l - a'}{a'}$. l ir faktiskais siksnas garums starp atdalīšanās punktiem, a' ir taisnais atstatums starp tiem (tāds būtu arī siksnas garums taisni izstieptā stāvoklī); $\frac{l}{a'} - 1$ tādēļ spēlē itin kā siksnas relatīvā pagarinājuma lomu (izejot no teoretiskās aptveres līnijas ar taisnēm starp skriemeļu aptveres lokiem).



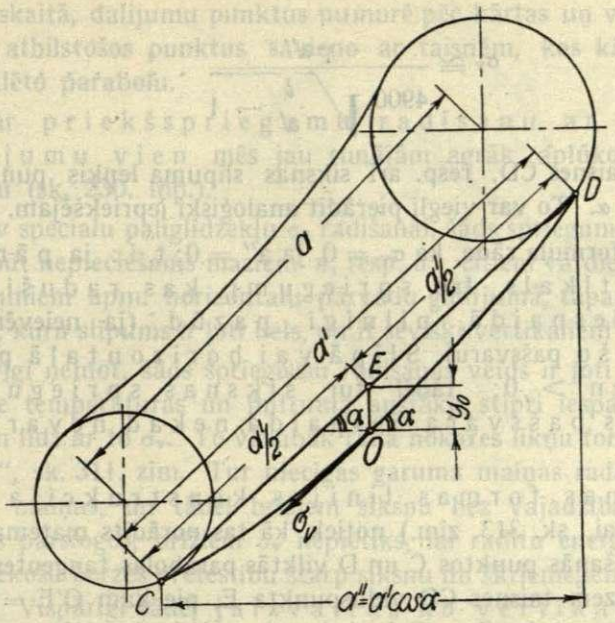
311. zīm.

Kā redzams, (13) un (14) nolīdzinājums dod priekšspriegumu σ_v un relativo nokari $\frac{y_0}{a'}$ kā šī relativā pagarinājuma funkcijas [σ_v formula (14) ar taisno atstatumu a' par parametru].

Nolīdzinājumi, rāda, ka: jo lielāks ir relativais pagarinājums $\frac{l}{a'} - 1$, jo lielāka ir $\frac{y_0}{a}$ — t. i. relatīvā nokare — un jo mazāks ir priekšspriegums σ_v (ja a' nemainas).

Lai ērtāk izpētītu spriegumu apstākļus siksnas kustības stāvoklī, tad, pieņemot dažādus a' par parametriem, ar (14) nolīdzinājumu var izkonstruēt σ_v līknes kā $\left(\frac{l}{a'} - 1\right)$ funkcijas. Tā iegūstam t. s. „nokares līknes", sk. 311. zīm.

Tā kā pēc (13) no līdzinājuma $\frac{y_0}{a'}$ ir tīra $\left(\frac{l}{a'} - 1\right)$ funkcija,



312. zīm.

tad arī $\frac{y_o}{a'}$ var pieņemt par σ_v argumentu un a' tāpat par parametru (kā tas redzams arī no (12) nolīdzinājuma). Diagrammā tādēļ uz abscisu ass dots vēl otrs, proti $\frac{y_o}{a'}$ mērogs.

Ja aplūkojamais pārvads ir slīps (sk. 312. zīm.), t. i., ja viena skriemeļa ass novietota augstāk par otru un siksnas atdalīšanās punkti C un D vairs neatrodas uz horizontales, tad siksnas forma ir arī apmēram parabola. Ja šeit apzīmējam ar a' slīpo atstatumu starp atdalīšanas punktiem, ar a'' tā horizontalo projekciju, ar *l*, kā agrāk, siksnas faktisko garumu starp atdalīšanās punktiem C un D un ar y_o nokari zem taines CD vidējā punkta E, tad sprieguma $\sigma_{vo} \cong \sigma_v$ formula (12) paliek tā pati, bet drusku modificējas (13) un (14) nolīdzinājums, proti:

$$\frac{y_o}{a'} \cong \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{3}{8}\left(\frac{l}{a'}-1\right)} \quad \ldots\ldots \quad (13a)$$

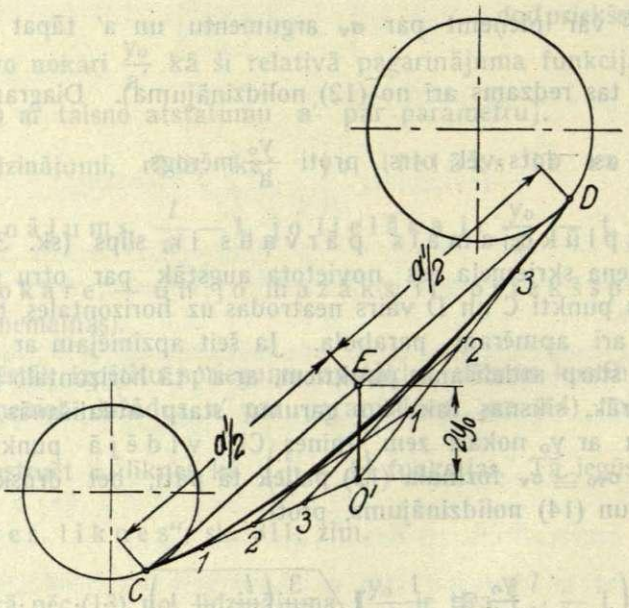
un:

$$\sigma_v \cong \frac{\gamma a''}{4900 \sqrt{\frac{l}{a'} - 1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14a)$$

kur α ir taisnes CD, resp. arī siksnas slīpuma leņķis punktā 0, un $a'' = a' \cos \alpha$. To var viegli pierādīt analoģiski iepriekšējam.

(14a) formula rāda, kā $\sigma_v = 0$, ja $a'' = 0$; t. i.: ja pārvads ir tīri vertikals, tad spriegumi, kas radušies pašsvara iespaidā, pilnīgi pazūd (ja neievēro relativi niecīgo tiešo pašsvaru). Slīpā vai horizontalā pārvadā a'' arvien > 0; tādēļ tur siksnas spriegumi, kas radušies pašsvara iespaidā, nekad nevar pilnīgi pazust.

Siksnas formas linijas konstrukcija (kā tuvīnai parabolai, sk. 313. zīm.) notiek, kā tas norādīts matematikas kursos. Atdalīšanās punktos C un D vilktās parabolas tangentes krustojas punktā O' zem taisnes CD viduspunkta E, pie kam $O'E = 2\,y_o$. Tuvīni var pieņemt, ka C un D ir skriemeļu aploču kopējās tangentes pieskarpunkti. CD dala uz pusi, no E atliek vertikali uz leju dubulto nokari $2\,y_o$ un O' savieno ar C un D. O'C un O'D attiecīgi sadala vie-



313. zīm.

nādā daļu skaitā, dalijumu punktus numurē pēc kārtas un vienādā virzienā, un atbilstošos punktus savieno ar taisnēm, kas kā tangentes ietver meklēto parabolu.

2) Par priekšspriegumu radīšanu ar siksnas saīsinājumu vien mēs jau runājām agrāk, aplūkojot siksnas saīsinājumu (sk. 230. lpp.).

Ja nav specialu palīglīdzekļu σ_v radīšanai, šāds spriegumu radīšanas veids var būt nepieciešams maziem a, resp. a'', citiem vārdiem: maziem ass atstatumiem apm. horizontalu pārvadu gadijumā, tāpat arī visiem pārvadiem, kuru slīpums ir ļoti liels, un it sevišķi vertikaliem pārvadiem.

Vispārīgi ņemot, šāds spriegumu radīšanas veids ir ļoti neizdevīgs, jo mainīgie temperaturas un mitruma apstākļi stipri iespaido siksnas garumu un līdz ar to σ_v. To vislabāk rāda nokares līkņu forma maziem a', resp. a'', sk. 311. zīm. Tur niecīgas garuma maiņas rada ļoti lielas spriegumu maiņas, un tādēļ brīžiem siksnu bez vajadzības pārpūlēs un gultņus pārslogos, brīžiem σ_v nepietiks, lai radītu enerģijas pārnešanai pietiekošu berzes pretestību starp siksnu un skriemeļiem, un siksna sāks šļūkt. Vispārīgi tādēļ jaizvairas no vertikaliem vai ļoti slīpiem pārvadiem vai vismaz jācenšas spriegumu σ_v maiņas kompensēt. Tas, piem., iespējams pārvados ar elektromotoriem uz sliecēm vai vēl labāk motoriem, kas slogoti ar atsperi vai svaru, kas automatiski izregulē spriegumus.

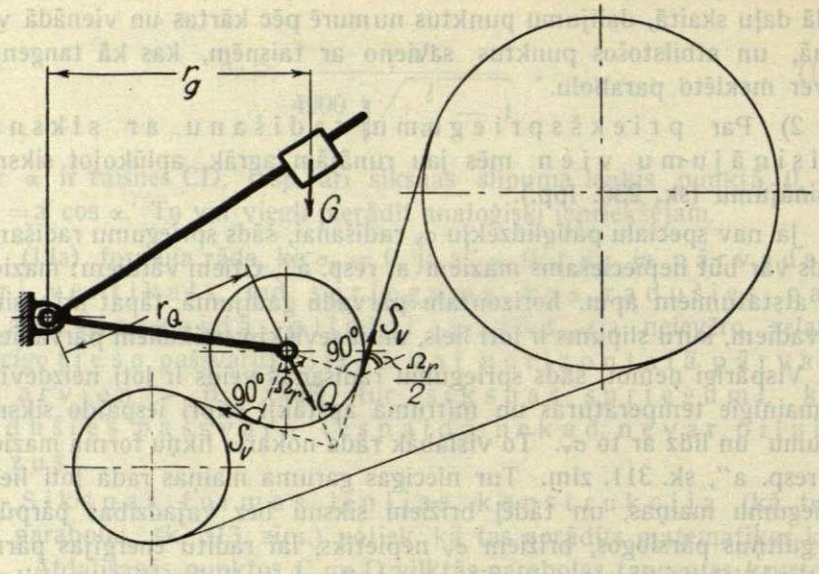
3) Par priekšspriegumu radīšanu ar Leniksruļļiem (spīlruļļiem) mēs jau īsumā runājām 218. lpp. Šīs ierīces lieto galvenokārt tur, kur a, resp. a'', ir mazi; tad, kā nupat redzējām, priekšspriegumu radīšana bez palīglīdzekļiem ir ļoti neizdevīga.

Radot priekšspriegumus ar Leniksruļļa spiedienu, mēs gandrīz pilnīgi atbrīvojamies no mainīgiem atmosferas iespaidiem. Siksnu var ņemt garāku par teoretisko aptveres līniju un pēc darba beigšanas pat pilnīgi atslogot; bez tam priekšspriegumus var ieregulēt pēc vajadzības, mainot Leniksruļļa spiedienu.

Tuvākas ziņas par šiem pārvadiem dosim turpmāk. Šeit aplūkosim tikai jautājumu par Leniksruļļa slodzes aprēķinu, lai dabūtu pietiekošu σ_v resp. S_v.

Leniksruļļa slodze var būt atsperes spēks vai biežāk svars G, kas rada spiediena spēku Q uz siksnu, un tas savukārt stiepes spēkus S_v. Sakarības starp spēku vērtībām (314. zīm.) ir:

$$Q = 2\,S_v \cdot \sin\left(\frac{\Omega_r}{2}\right) \; ; \qquad G \cdot r_g = Q \cdot r_\varrho, \qquad \text{resp.:} \qquad G = \frac{Q \cdot r_\varrho}{r_g}$$



314. zīm.

un ievietojot:

$$G = \frac{2\,r_\theta}{r_g} S_v \cdot \sin\left(\frac{\Omega_r}{2}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14b)$$

No šejienes ar doto vēlamo iepriekšējo stiepes spēku S_v var noteikt svaru G.

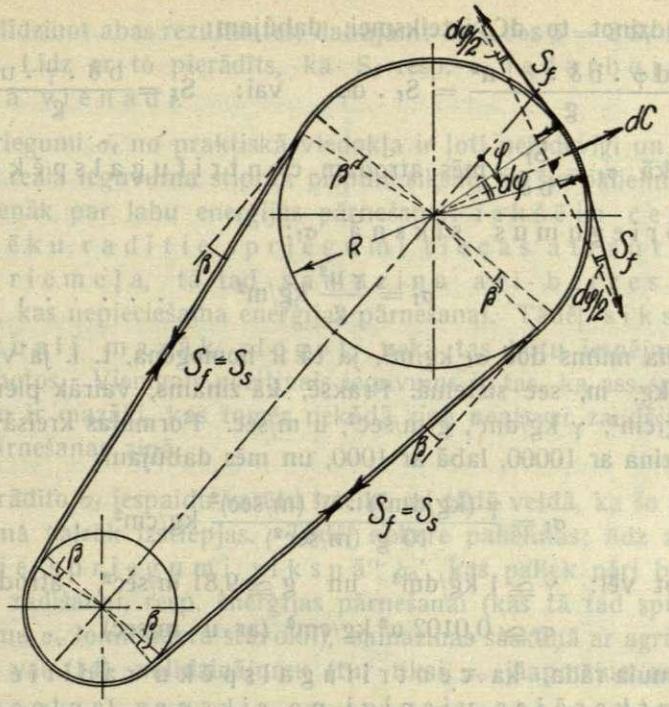
Skaidrs, ka iepriekš jāuzzīmē pārvada skice mērogā, lai grafiski atrastu aprēķinam nepieciešamos r_g, r_θ un Ω_r.

Vajadzības gadijumā var ievērot, saprotams, arī paša ruļļa un sviru pašsvaru.

Pārvads tukšgaitā.

Tukšgaitā pārvads teoretiski nepārnes nekādu enerģiju un atšķiras no pārvada miera stāvokli tikai ar to, ka kustas. Praktiski gan nenovēršamu zaudējumu dēļ, kas rodas no dažāda veida pretestībām, siksnā rodas papildu spriegumi, kas principiali tuvina tukšgaitu darba gaitai. Normalos apstākļos tie tomēr būs samērā nelieli; vienkāršības dēļ aplūkosim tādēļ tikai teoretisko tukšgaitu.

Salīdzinot ar miera stāvokli, tukšgaitā, pastāvot kaut cik ievērojamākam siksnas ātrumam, nāk klāt siksnas spriegumi σ_f, resp. stiepes spēki S_f, kas rodas no centrifugalspēkiem, siksnai apskrejot skriemeļus. Aplūkosim vispirms šo parādību (315. zīm.).



315. zīm.

Pieņemot, ka siksnas biezums δ, salīdzinot ar skriemeļa radiju, ir niecīgs, mēs atrodam, ka centrifugalspēks dC, ko rada siksnas elementārā daļiņa ar tilpumu $R\,d\varphi \cdot b\,\delta$ un masu

$$dm = \frac{dG}{g} = \frac{R\,d\varphi \cdot b\,\delta \cdot \gamma}{g},$$

apskrejot skriemeli ar radiju R, būs:

$$dC = \frac{dm \cdot u^2}{R};$$

šeit u m/sec ir siksnas aploces ātrums.

Ievietojot dm izteiksmi, dabūjam:

$$dC = \frac{d\varphi \cdot b\,\delta \cdot \gamma \cdot u^2}{g}.$$

dC ir līdzsvarots ar daļiņas galos pielikto, papildus radīto stiepes spēku S_f rezultanti; kā no skices redzams, tā ir:

$$2\,S_f \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} = 2\,S_f \cdot \frac{d\varphi}{2} = S_f \cdot d\varphi.$$

Pielīdzinot to dC izteiksmei, dabūjam:

$$\frac{d\varphi \cdot b\delta \cdot \gamma \cdot u^2}{g} = S_f \cdot d\varphi, \quad \text{vai:} \quad S_f = \frac{b\delta \cdot \gamma \cdot u^2}{g}.$$

Tā kā $\sigma_f = \frac{S_f}{b\delta}$, mēs atrodam centrifugalspēku radītos spriegumus siksnā σ_f:

$$\sigma_f = \frac{\gamma u^2}{g} \text{ kg/m}^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Šī formula mums dod σ_f kg/m², ja tā ir homogena, t. i. ja visi izmēri tajā ir kg, m, sec sistemā. Praksē, kā zinams, vairāk pieņemts lietot σ_f kg/cm², γ kg/dm³, g m/sec², u m/sec. Formulas kreisā puse tādēļ jāreizina ar 10000, labā ar 1000, un mēs dabūjam:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \text{ (kg/dm}^3) \cdot u^2 \text{ (m/sec)}^2}{10 \text{ g (m/sec}^2)} \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots\ldots \quad (15a)$$

Ievietojot vēl: $\gamma \cong 1$ kg/dm³ un $g \cong 9{,}81$ m/sec², atrodam:

$$\sigma_f \cong 0{,}0102\, u^2 \text{ kg/cm}^2 \text{ (ar u m/sec)} \ldots\ldots \quad (15b)$$

Formula rāda, ka centrifugalspēku radītie spriegumi atkarājas vienīgi no siksnas (aploces) ātruma u, bet ne no skriemeļu ⌀⌀.

Šis rezultats liek domāt, ka S_f un σ_f neeksistē vienīgi vietās, kur siksna apskrien skriemeļus (kur tie gan rodas), bet, ka tie vienmērīgi iespaido visu siksnu. Arī mechaniskā ziņā tas būtu saprotams, jo tajos punktos, kur siksna atdalas no skriemeļiem, viens no spēkiem S_f, kas līdzsvaro C, ir spēks siksnas brīvā daļā. To var pierādīt arī tieši. Vienkāršības dēļ iedomāsimies, ka nokares nav, t. i. ka siksna aptver skriemeļus pa teoretisko līniju. Apzīmēsim pagaidām stiepes spēkus siksnas brīvās daļās, kas līdzsvaro centrifugalspēku rezultanti, piem., uz augšējo skriemeli ar S_s; tad S_s rezultante pārvada simmetrijas līnijas virzienā būs, acīmredzot: $2 S_s \cos\beta$ (sk. 315. zīm.). Centrifugalspēku rezultante būs:

$$C_{res} = 2\int_0^{\pi/2+\beta} dC \cdot \cos\varphi, \quad \text{kas ar} \quad dC = \frac{d\varphi \cdot b\delta \cdot \gamma \cdot u^2}{g}$$

(sk. 263. lpp.) dod:

$$C_{res} = \frac{2\, b\delta \cdot \gamma \cdot u^2}{g} \int_0^{\pi/2+\beta} \cos\varphi \cdot d\varphi = 2 S_f \Big| \sin\beta \Big|_0^{\pi/2+\beta} =$$

$$= 2 S_f \cos\beta.$$

Pielīdzinot abas rezultantes, dabūjam: $2 S_s \cos \beta = 2 S_f \cos \beta$; vai $S_s = S_f$. Līdz ar to pierādīts, ka S_f resp. σ_f iedarbojas visā siksnā vienādi.

Spriegumi σ_f no praktiskā viedokļa ir ļoti neizdevīgi un nevēlami. Tie bez reala ieguvuma stiprāk piepūlē siksnu, jo šie palielinātie spriegumi nenāk par labu enerģijas pārnešanai: iekšējo centrifugalspēku radītie spriegumi tiecas atraut siksnu no skriemeļa, tā tad samazina arī berzes pretestību, kas nepieciešama enerģijas pārnešanai. Tādēļ siksnu var eventuali mazāk slogot, nekā tas būtu iespējams, ja σ_f neiedarbotos. Vienīgais pozitivais ieguvums ir tas, ka ass spiedieni uz gultņiem ir mazāki, kas tomēr nekādā ziņā neatsver zaudējumu enerģijas pārnešanas ziņā.

Aprādīto σ_f iespaidu varētu izteikt arī tādā veidā, ka šo spriegumu dēļ siksna vairāk izstiepjas. Tādēļ nokare palielinas; līdz ar to t. s. „brīvie spriegumi siksnā" σ_0', kas paliek pāri berzes pretestības radīšanai, resp. enerģijas pārnešanai (kas tā tad spēlē priekšspriegumu σ_v lomu miera stāvoklī), samazinas saskaņā ar agrāk aplūkoto (12) vai (14) nolīdzinājumu (tur tikai σ_v jāapmaina ar σ_0').

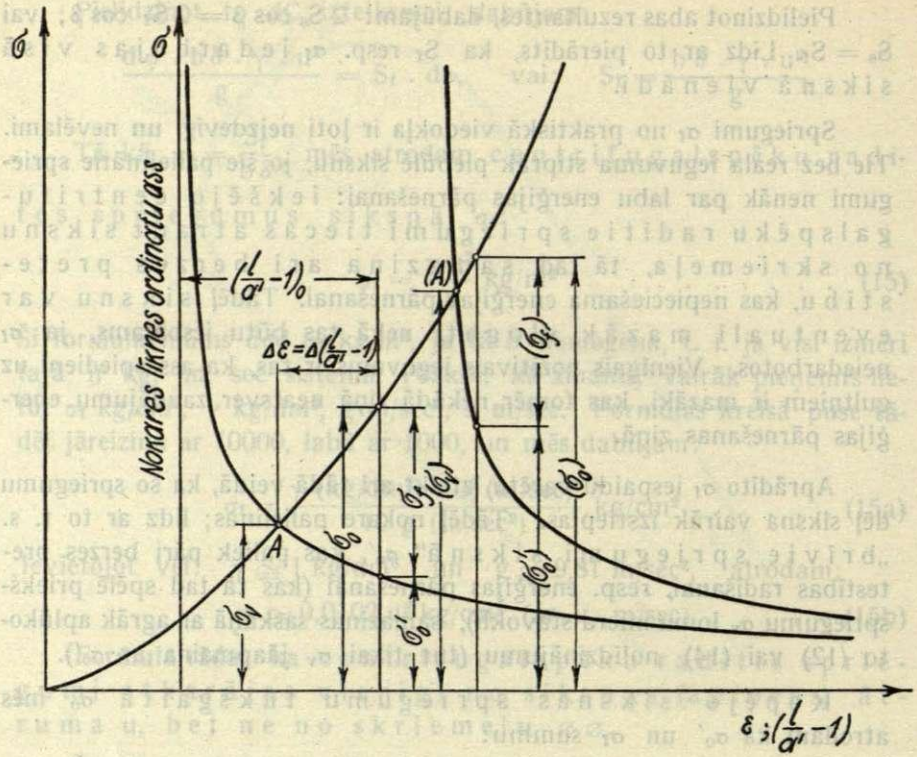
Kopējo siksnas spriegumu tukšgaitā σ_0 mēs atrodam kā σ_0' un σ_f summu:

$$\sigma_0 = \sigma_0' + \sigma_f, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

resp. kopējo spēku S_0:

$$S_0 = S_0' + S_f \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16a)$$

Jautājums, kādā veidā atrast spriegumu σ_0 un σ_0' vērtības siksnā tukšgaitas laikā, nav tik vienkāršs. Ja mēs izejam no priekšspriegumā miera stāvoklī σ_v, tad nedrīkst vienkārši summēt σ_v ar σ_f, lai atrastu σ_0, resp. nedrīkst vienkārši pieņemt, ka $\sigma_v = \sigma_0'$, jo, kā redzējām, σ_f iespaida dēļ nokare palielinas, salīdzinot ar nokari miera stāvoklī. Bet sakarība starp σ un nokari ir diezgan sarežģīta, kā to rāda (12) vai (14) nolīdzinājumi, un tādēļ brīvā sprieguma σ_0' (kas atkarājas no nokares) analitiskā atrašana no uzstādamo nolīdzinājumu sistemas būtu ne visai ērta. Lieta komplicējas vēl ar to, ka āda neseko Hook'a likumam; tādēļ kopējā sprieguma σ_0 [kam jāapmierina ādas izstiepšanas likums $A\varepsilon = \sigma^B$, sk. (5) un (5a) nol.] atrašana no sistemas arī neērta. Principā varētu, saprotams, operējot ar (5) vai (5a), (14) vai (14a), (15a) vai (15b) un (16) nolīdzinājumiem, jautājumu atrisināt, bet daudz ērtāk un pārskatamāk tas izdarams grafiski (sk. 316. zīm.).



316. zīm.

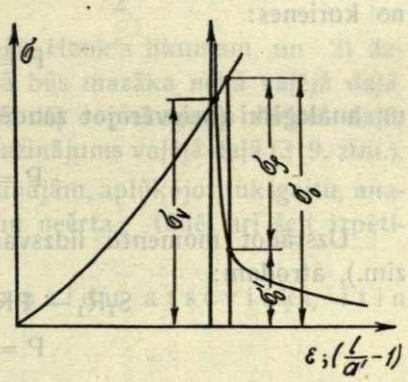
Zīmējam σ-ε diagrammu un atrodam punktu A, kas atbilst dotam priekšspriegumam σ_v. Caur A konstruējam nokares līkni dotam atstatumam starp atdalīšanās punktiem a' [ar (14) nol.], pie kam (l/a'—1) [kas, kā 258. lpp. runājām, spēlē relativā pagarinājuma lomu] mērogu ņemam tādu pašu kā ε mērogu. Saprotams, arī σ mērogi abām līknēm būs tie paši. (Ordinatu asīm, acīmredzot, nav jāsakrīt!). Starp abām līknēm vertikalā virzienā iekonstruējam dotam u ar (15a) resp. (15b) nolīdzinājumu aprēķināto σ_f. Tad no nokares līknes uz leju līdz abscisu asij attēlosies σ_0', bet no σ-ε līknes uz leju līdz abscisu asij: $\sigma_0 = \sigma_0' + \sigma_f$.

Ka konstrukcija ir pareiza, skaidrs, ja ievērojam, ka: $\Delta\varepsilon = \Delta(l/a'-1)$, un 265. lpp. sacīto, ka: 1) brīvie spriegumi σ_0' atkarājas no nokares; 2) kopējiem spriegumiem σ_0 jāapmierina ādas izstiepšanas likums, citiem vārdiem σ-ε līknē, un 3) $\sigma_0 = \sigma_f + \sigma_0'$.

Uz abscisu ass atrodam relatīvo pagarinājumu tukšgaitā $(l/a' - 1)_0$ un, ja vēl atlikti y_0/a', arī y_0; pretējā gadijumā to var atrast no (13) resp. (13a) formulas.

316. zīmējumā parādīts vēl gadijums, kad σ_v ir lielāks [punkts (A)]; tad nokares līkne krusto σ-ε līkni ar savu stiprāk stāvo daļu, un tādēļ σ_f lielākā daļa ies uz leju no A. Citiem vārdiem: jo lielāki ir priekšspriegumi σ_v, jo mazāk σ_0 atšķiras no σ_v, un jo vairāk σ_0' tuvojas diferencei $\sigma_v - \sigma_f$.

Sevišķi stipri izteikta šī parādība ļoti stāvos pārvados, jo tad (14a) nolīdzinājumā a'' ir mazs, un tādēļ 311. zīmējumā nokares līkne tuvosies savām asimptotām — koordinatu asīm. Pilnīgi pazust σ_0' slīpos pārvados gan nekad nevarēs, ja pat σ_f ir ļoti liels, jo a'' tur > 0; tādēļ nokares līkne atšķirsies no asimptotām, un aprādītā σ_0' konstrukcija vienmēr dos pozitivu rezultatu (317. zīm.). Skaidrs gan, ka ātrskrejoši stipri stāvi pārvadi ir ļoti neizdevīgi ekspluatacijas ziņā, jo brīvam spriegumam σ_0' (kas vienīgais mūs interesē enerģijas pārnešanas ziņā) paliek eventuali ļoti maz pāri: gandrīz visu iepriekšējo spriegumu σ_v var kompensēt σ_f. Bet pavisam nepielaižama lieta var notikt tīri vertikalos pārvados, kur a'' = 0, tā tad nokares pavisam nav (resp. nokares līkne pārvēršas asimptotās — koordinatu asīs). Šeit, acīmredzot: $\sigma_0 = \sigma_v = \sigma_f + \sigma_0'$ resp.: $\sigma_0' = \sigma_v - \sigma_f$. Pastāvot pietiekoši lielam ātrumam, σ_f var eventuali līdzināties σ_v, un tad $\sigma_0' = 0$; t. i. — berzes spēki pavisam zudīs, un enerģijas pārnešana ir neiespējama.



317. zīm.

Ar (15a) nol. palīdzību viegli noteikt t. s. robežātrumu, kad tīri vertikalā pārvadā enerģijas pārnešana paliek neiespējama centrifugalspēku iespaida dēļ:

$$\sigma_f = \frac{\gamma u^2}{10\,g} = \sigma_v,$$

vai:

$$u = \sqrt{\frac{10\,g\,\sigma_v}{\gamma}}\ \text{m/sec} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

Grafiskā izpētīšana skaidri rāda, ka kopējie spriegumi σ_0 nekad nav σ_v un σ_f summa, bet arvien mazāki par to, pie kam σ_0 jo vairāk tuvojas σ_v, jo stāvāks ir pārvads; tīri vertikalā pārvadā dabūjam $\sigma_0 = \sigma_v$.

Pārvads darba gaitā; ātrums mazs, centrifugalspēki neievērojami.

Iedomāsimies, ka siksnas ātrums u nav sevišķi liels; tad centrifugalspēku radītie σ_f pēc (15b) form. ir neievērojami, un tos var ignorēt.

Pārvada jauda būs N PS, pirmā skriemeļa ritu skaits n_1, aploces spēks pārvadā P.

P aprēķins ir ļoti vienkāršs:

No (3) form. dabūjam:

$$M_1 = P R_1 = 71620 \frac{N}{n_1},$$

no kurienes:

$$P = \frac{71620\ N}{n_1 \cdot R_1}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

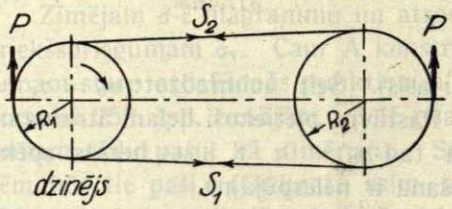
un analoģiski (neievērojot zaudējumus):

$$P = \frac{71620\ N}{n_2 \cdot R_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18a)$$

Uzstādot momentu līdzsvara nolīdzinājumu I skriemelim (318. zīm.), atrodam:

$$S_1 R_1 - P R_1 - S_2 R_1 = 0, \quad \text{vai}$$

$$P = S_1 - S_2, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$



318. zīm.

kur ar S_1 un S_2 apzīmēti stiepes spēki siksnas t. s. stieptā un vaļējā daļā (stieptā ir tā daļa, kurā ir lielākais spēks S_1 un kas uzskrien dzinējskriemelim).

Izdalot nolīdzinājumu ar $b\delta$, atrodam:

$$\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2, \quad \ldots \quad (19a)$$

kur $\sigma_n = \frac{P}{b\delta}$ ir t. s. lietderīgais spriegums siksnā;

$\sigma_1 = \frac{S_1}{b\delta}$ ir t. s. kopējais spriegums siksnas stieptā daļā;

$\sigma_2 = \frac{S_2}{b\delta}$ ir t. s. kopējais spriegums siksnas vaļējā daļā.

Sakarību starp iepriekšējo stiepes spēku miera stāvoklī S_v (resp. σ_v) un P_1 S_1, S_2 (resp. σ_n, σ_1, σ_2) varētu viegli atrast, ja āda sekotu Hook'a likumam un ja nokares abās siksnas daļās neatstātu iespaidu uz spriegumiem. Tad varētu iedomāties, kā to dara elementarā aplūkošanā, ka, par cik spēks pieaug stieptā daļā, par tik tas samazinas vaļējā daļā, salīdzinot ar iepriekšējo stiepes spēku, t. i.: $2\,S_v = S_1 + S_2$.

P i e z ī m e. Saskaņā ar (11) resp. (11a) formulu tad arī a s s s p i e d i e n s A_d darba gaitā būtu $A_d = A_v$.

No (19) nolīdzinājuma: $P = S_1 - S_2$.

Summējot un atņemot atrodam:

$$S_1 = S_v + \frac{P}{2};\quad S_2 = S_v - \frac{P}{2}$$

resp. dalot ar $b\,\delta$:

$$\sigma_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2};\quad \sigma_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2}.$$

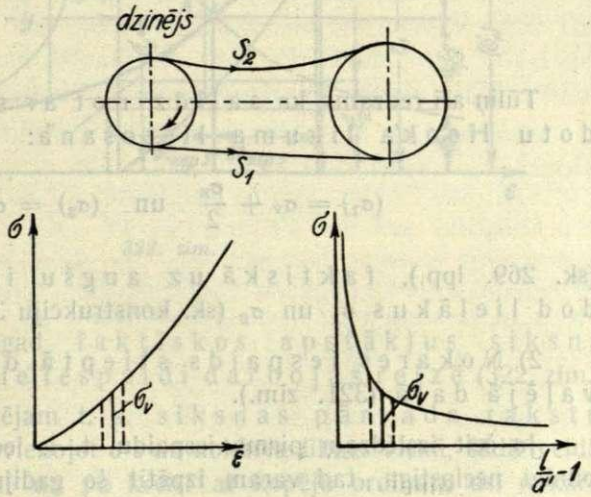
Patiesībā, kā zinam: 1) āda neseko Hook'a likumam, un 2) dažādo spriegumu dēļ nokare stieptā daļā būs mazāka nekā vaļējā daļā. Pie tam σ-ε un nokares līkņu formas dēļ σ pieaugums stieptā daļā, salīdzinot ar σ_v, būs lielāks nekā σ samazinājums vaļējā daļā (319. zīm.).

Tā paša iemesla dēļ, par kuru mēs runājām, aplūkojot tukšgaitu, analitiskā izpētīšana būtu ļoti sarežģīta un neērta; tādēļ arī šeit izpētīsim apstākļus grafiski.

Aplūkosim| vispirms k a t r u i e s p a i d u a t s e v i š ķ i, i t i n k ā o t r ā n e b ū t u.

1) Ā d a n e s e k o H o o k' a l i k u m a m, bet kādam citam: $A\varepsilon = \sigma^B$, pēc (5) vai (5a) nolīdzinājuma.

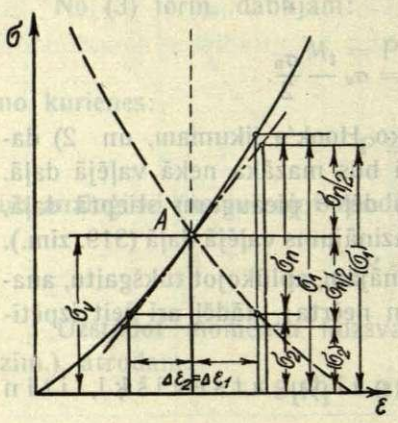
Ja pieņemam, ka otrais iespaids atkrīt, t. i., ka dažādās nokares abās siksnas daļās neiespaido spriegumus, mums pietiek konstruēt ādas σ-ε līkni, un caur punktu A, kas atbilst dotam σ_v, vilkt σ-ε līknes atspoguļojumu (320. zīm.).



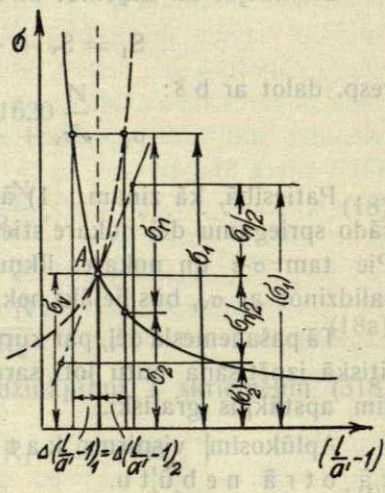
319. zīm.

Starp abām līknēm iekonstruējam vertikalā virzienā doto σ_n; tad atstatums starp σ-ε līkni un abscisu asi būs meklētais σ_1, un atstatums starp σ-ε atspoguļojumu un abscisu asi σ_2.

Acīmredzot, izpildīts (19a) noteikums: $\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2$. Bez tam, kā redzams, deformacijas pieaugums stieptā daļā $\Delta\varepsilon_1$ līdzinas deformacijas samazinājumam vaļējā daļā $\Delta\varepsilon_2$, t. i.: par cik stieptā daļa pagarinas, par tik var saīsināties vaļējā daļa. Tam tā jābūt, ja pieņemam, ka siksna uz skriemeļiem pašiem nedeformējas (it kā pielipusi!). Ar to konstrukcijas pareizība pierādīta.



320. zīm.



321. zīm.

Tūliņ arī redzams, ka salīdzinot ar spriegumiem, ko dotu Hook'a likuma lietošana:

$$(\sigma_1) = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} \quad \text{un} \quad (\sigma_2) = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2}$$

(sk. 269. lpp.), faktiskā uz augšu izliektā σ-ε līkne dod lielākus σ_1 un σ_2 (sk. konstrukciju 320. zīm.).

2) Nokares iespaids stieptā daļā citāds nekā vaļējā daļā (321. zīm.).

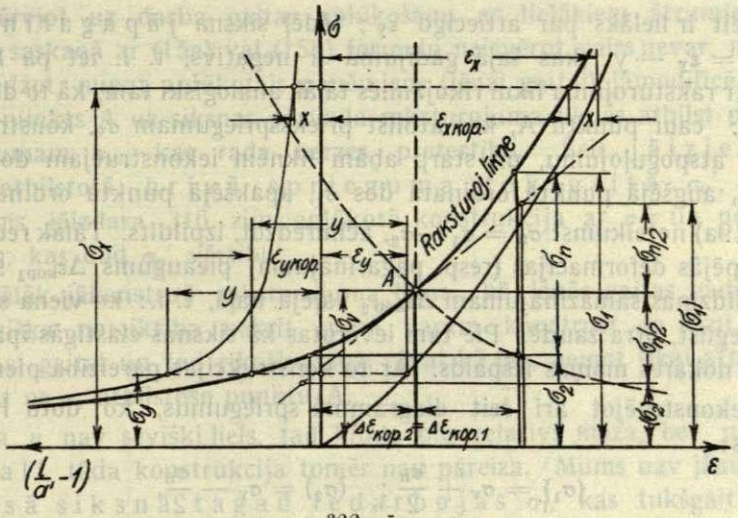
Ja šeit izslēdzam pirmo iespaidu, t. i. iedomājamies, ka siksna pilnīgi neelastīga, tad varam izpētīt šo gadijumu pilnīgi analoģiski nupat izdarītam, tikai ar attiecīgo nokares liniju dotam a'. Caur punktu

A, kas atbilst dotam σ_v, velk līknes atspoguļojumu un starp abām līknēm iekonstruē doto σ_n. No abscisu ass līdz σ_n apakšējam punktam ordinatas garums ir σ_2, līdz σ_n augšējam punktam σ_1. Acīmredzot, arī šeit izpildīts (19a) noteikums: $\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2$; bez tam, kā redzams, relativā pagarinājuma samazinājums stieptā daļā $\Delta\left(\frac{l}{a'} - 1\right)_1$ līdzinas pieaugumam vaļējā daļā $\Delta\left(\frac{l}{a'} - 1\right)_2$, kā tam jābūt, ja siksna ir absoluti neelastīga: par cik stieptā daļa saīsinas, par tik vaļējā pagarinas (siksna uztinas resp. notinas no skrieme|a). Tas pierāda konstrukcijas pareizību.

Arī šeit (sk. 321. zīm.) vienkāršās sakarības:

$$(\sigma_1) = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} \quad \text{un} \quad (\sigma_2) = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2}$$

nedod pietiekoši lielas σ_1 un σ_2 vērtības.



322. zīm.

3) Aplūkosim tagad faktiskos apstākļus siksnā, kad abi izpētītie iespaidi darbojas reizē (322. zīm.).

Vispirms konstruējam t. s. siksnas pārvada raksturojuma līkni, apvienojot σ-ε un nokares līknes vienā, šādā veidā: konstruējam σ-ε līkni un pa kreisi ar kopēju ordinatu asi nokares līkni dotam a' atspoguļotā veidā. Saprotams, σ mērogiem jābūt vie-

nādiem, tāpat arī deformacijas ε un relativā pagarinājuma $\left(\frac{l}{a'} - 1\right)$ mērogiem. Pēc tam atliekam nokares līnijas abscisas pa kreisi no σ-ε līknes (resp. saīsinam σ-ε līknes abscisas par nokares līnijas abscisām) un, savienojot tādā veidā iegūtos punktus, atrodam siksnas raksturojuma līkni.

Šīs līknes abscisas ε_{kop}, acīmredzot, rāda, par cik ar kādu dotu spriegumu aplūkotā siksnas daļa faktiski jāsaīsina resp. jāpagarina (salīdzinot ar teoretisko garumu), ievērojot siksnas elastīgās īpašības un nokares maiņas iespaidu reizē. Piem., ja spriegums ir σ_x (322. zīm.), tad relativam pagarinājumam $\left(\frac{l}{a'} - 1\right)$ jābūt x, bet σ-ε līkne prasa daudz lielāku ε_x; tādēļ siksna faktiski jāsaīsina par $\varepsilon_x - x = \varepsilon_{x\,kop}$, lai dabūtu σ_x. Ja spriegums ir σ_y (apakšā), tad:

$$\left(\frac{l}{a'} - 1\right) = y,$$

kas šeit ir lielāks par attiecīgo ε_y; tādēļ siksna jāpagarina par $\varepsilon_{y\,kop} = \varepsilon_y - y$ (kas šajā gadijumā ir negativs, t. i. iet pa kreisi).

Ar raksturojuma līkni rīkojamies tālāk analoģiski tam, kā to darijām agrāk: caur punktu A, kas atbilst priekšspriegumam σ_v, konstruējam līknes atspoguļojumu, un starp abām līknēm iekonstruējam doto σ_n; tad σ_n augšējā punkta ordinata dos σ_1, apakšējā punkta ordinata σ_2.

(19a) noteikums: $\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2$, acīmredzot, izpildīts. Tālāk redzams, ka kopējās deformacijas (resp. pagarinājuma) pieaugums $\Delta\varepsilon_{kop_1}$ stieptā daļā līdzinas samazinājumam $\Delta\varepsilon_{kop_2}$ vaļējā daļā, t. i.: ko viena siksnas daļa iegūst, otra zaudē. Pie tam ievērotas kā siksnas elastīgās īpašības, tā arī nokares maiņas iespaids. Ar to konstrukcijas pareizība pierādīta.

Iekonstruējot arī šeit diagrammā spriegumus, ko dotu Hook'a likums:

$$(\sigma_1) = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2}; \quad (\sigma_2) = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2},$$

redzam, ka faktiskie σ_1 un σ_2 ir lielāki. Bet tad arī $S_1 + S_2 > 2\,S_v$ un līdz ar to, saskaņā ar (11) vai (11a) formulu ass spiediens lēnā darba gaitā A_d ir lielāks par ass spiedienu miera stāvoklī A_v, ko arī pierādijuši eksperimentali pētijumi. Nav tādēļ pareizs elementarais pieņēmums: $S_1 + S_2 = 2\,S_v$, par kuru mēs 269. lpp. runājām.

Ass spiedienu lēnā darba gaitā var atrast, ievietojot (11) un (11a) formulā $2\,S_v$ vietā: $(S_1 + S_2) = b\delta\,(\sigma_1 + \sigma_2)$,

kur σ_1 un σ_2 atrodami aprādītā grafiskā ceļā (patiesībā vajadzētu vēl ievērot siksnas izliekumu nokares dēļ, kas vienkāršības labad nav darīts):

$$A_d \cong S_1 + S_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

$$A_d = (S_1 + S_2) \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4\,a^2}} \quad \ldots\ldots \quad (20a)$$

(20) formula attiecas uz gadījumu, kad abu skriemeļu caurmēri ir vienādi, (20a) formula uz vispārējo gadījumu, kad $D_1 \neq D_2$.

Pārvads darba gaitā; ātrums liels, centrifugalspēki jāievēro.

Aplūkojot tukšgaitu, mēs redzējām, ka centrifugalspēki rada siksnā īpatnējus papildu spriegumus σ_f, kas maina iepriekšējos spriegumus miera stāvoklī σ_v. Kopējie spriegumi siksnā σ_0 ir lielāki par σ_v un sastādas no divām daļām: minētiem σ_f un t. s. brīviem spriegumiem tukšgaitā σ'_0, kas vienīgie vēl rada berzes pretestību starp siksnu un skriemeli, un tā tad spēlē lomu enerģijas pārnešanas procesā.

Pārejot uz darba gaitas aplūkošanu ar lielākiem ātrumiem u, kur σ_f saskaņā ar (15a) vai (15b) formulu neievērot vairs nevar, mums, acīmredzot, nupat aplūkotais paņēmiens (lēnai gaitai) jāmodificē. Tur izejas punkts A uz siksnas pārvada raksturojuma līknes atbilst priekšspriegumam σ_v, kas rada berzes pretestību. Šeit jāiziet no tam atbilstošā brīvā sprieguma tukšgaitā σ_0', t. i. vispirms jāizdara 316. zīm. aplūkotā konstrukcija ar σ-ε un nokares līknēm, kas dod σ_0' vērtību.

Tālāk jākonstruē raksturojuma līkne, kā lēnās gaitas gadījumā. Ja sevišķa noteiktība nekrīt svarā, varam konstruēt šo līkni tāpat kā lēnai gaitai un tad rīkoties gluži tāpat kā tur, ņemot tikai atrastam σ_0', bet ne σ_v atbilstošo punktu A.

Ja u nav sevišķi liels, tad kļūda būs relativi maza, bet principiali tāda konstrukcija tomēr nav pareiza. Mums nav jāaizmirst ka visā siksnā tagad iedarbojas σ_f, kas tukšgaitā pievienojas brīviem spriegumiem σ_0', un kas dod kopējus spriegumus: $\sigma_0 = \sigma_0' + \sigma_f$ [sk. (16) nolīdzinājumu]. Kopējiem spriegumiem σ_0, kā redzējām, jāpieskaņojas σ-ε līknei, brīviem spriegumiem σ_0' turpretim nokares līknei. Bet nokare palielinas lielākās deformacijas dēļ, kas rodas no klāt pienākušā σ_f, un līdz ar to σ_0' krīt, salīdzinot ar σ_v.

Tas pats ir arī darba gaitā; mums tagad ir darīšana ar diviem nevienādiem t. s. brīviem spriegumiem: siksnas

stieptā daļā σ_1' un vaļējā daļā σ_2', kuriem jāpieskaņojas nokarēm. Summējot tos ar centrifugalspēku radīto spriegumu σ_f, dabūsim t. s. kopējos spriegumus siksnas stieptā un vaļējā daļā σ_1 un σ_2, kuriem jāpieskaņojas σ-ε līknei:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_1' + \sigma_f \\ \sigma_2 &= \sigma_2' + \sigma_f\end{aligned} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

resp. spēkus:

$$\begin{aligned}S_1 &= S_1' + S_f \\ S_2 &= S_2' + S_f\end{aligned} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (21a)$$

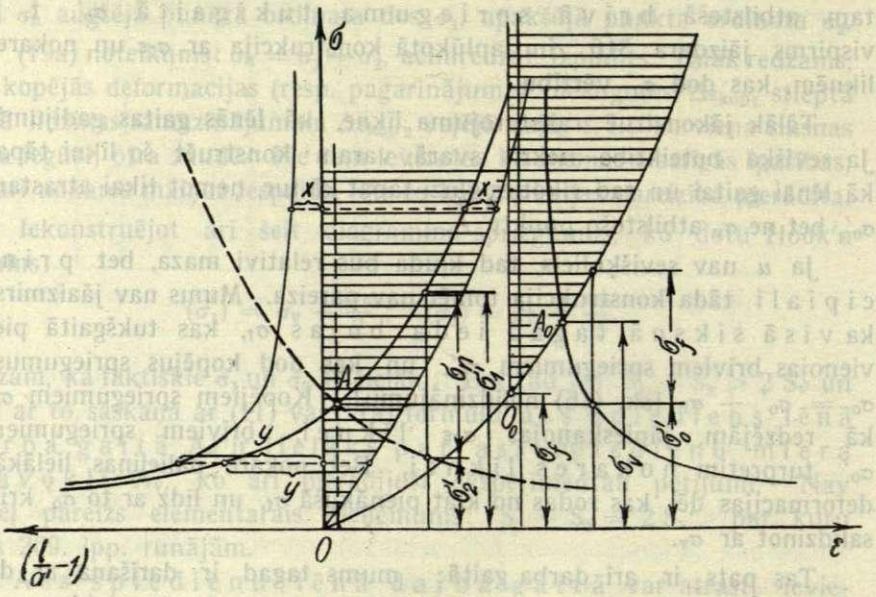
Spriegumu diference abās siksnas daļās būs lietderīgais spriegums siksnā σ_n, kas jau bija atrasts ar (19a) formulu 268. lpp., un kura izteiksmi šeit papildinam:

$$\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1' - \sigma_2', \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

resp. aploces spēks:

$$P = S_1 - S_2 = S_1' - S_2' \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22a)$$

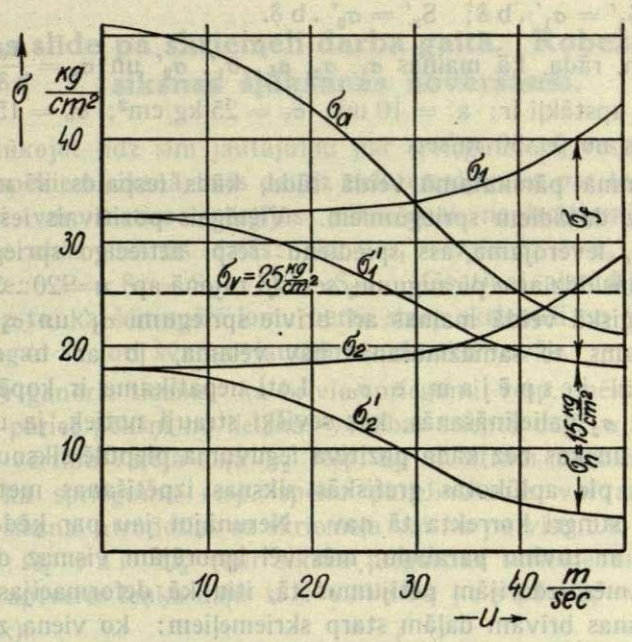
Ievērojot to apstākli, ka nokares līnija pieskaņojas briviem spriegumiem, bet σ-ε līkne — kopējiem spriegumiem, kas ir par σ_f lielāki par brīviem, raksturojuma līkne (kas dod kopējo nepieciešamo siksnas deformaciju



323. zīm.

maiņu, ievērojot kā nokari, tā elastīgās īpašības) jākonstruē principiali ar σ - ε līkni, kas saīsināta par σ_f atbilstošo daļu. Ar to mēs no aplūkošanas izslēdzam siksnas izstiepšanos no σ_f, kas v i e n ā d i iespaido visu siksnu, un ievērojam tikai brīvos spriegumus, to radītās deformacijas un nokares. Kā agrāk 279. lpp., mēs varam tad teikt, ka darba gaitā deformacijas pieaugums stieptā daļā līdzinas samazinājumam vaļējā daļā, t. i. varam lietot tādu pašu grafisku konstrukciju σ_1' un σ_2' atrašanai, kā to tur darijām ar σ_1 un σ_2.

Grafiskās izpētīšanas gaita tā tad ir šāda (323. zīm) : caur punktu A_0 uz σ - ε līknes, kas atbilst dotam priekšspriegumam σ_v, velkam nokares līkni, iekonstruējam starp līknēm doto σ_f, un atrodam σ_0',



324. zīm.

kā 266. lpp. Tālāk atrodam uz σ - ε līknes punktu 0_0, kas atbilst dotam σ_f, velkam vertikali un pārnesam uz koordinatu sākumu O šo vertikali līdz ar punktu O_0 un to σ - ε līknes daļu, kas atrodas uz augšu no O_0 (sk. svītrotās partijas). Ar šo σ - ε līkni, kas saīsināta par σ_f daļu, un ar nokares līknes atspoguļojumu zīmējam (kā 271. lpp.) raksturojuma līkni un uz tās atrodam punktu A, kas atbilst atrastam σ_0'. Caur A velkam raksturojuma līknes atspoguļojumu un starp abām

līknēm iekonstruējam doto σ_n. Tad augšējā punktā ordinata dos meklēto brīvo spriegumu stieptā daļā σ_1', apakšējā punkta ordinata — spriegumu vaļējā daļā σ_2'. Kopējos spriegumus varam atrast, summējot σ_1' vai σ_2' ar σ_f.

Tā ka spiedieni uz asīm atkarājas no brīviem spriegumiem, tie, acīmredzot, līdz ar u pieaugumu samazinas. Atšķirībā no lēnās darba gaitas, kur ass spiedienus A_d izteica (20) resp. (20a) formula, mēs dabūjam:

$$A_d \cong S_1' + S_2' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

(ja $D_1 = D_2$) resp. vispārīgi:

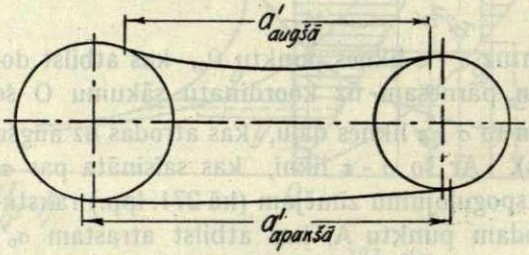
$$A_d \cong (S_1' + S_2') \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4\,a^2}} \quad \ldots\ldots \quad (23a)$$

Šeit: $S_1' = \sigma_1' \cdot b\,\delta$; $S_2' = \sigma_2' \cdot b\,\delta$.

324. zīm. rāda, kā mainas σ_1, σ_2, σ_f', σ_1', σ_2' un $\sigma_a = \frac{A_d}{b\,\delta}$ siksnā, kuras darba apstākļi ir: $a' = 10$ mt; $\sigma_v = 25$ kg/cm²; $\sigma_n = 15$ kg/cm², ja u mainas no 0...50 m/sec.

Diagramma pārskatamā veidā rāda, kāds iespaids ir mainīgam ātrumam uz dažādiem spriegumiem. Vienīgais pozitivais iespaids ir, kā redzams, ievērojamā ass spiedienu resp. attiecīgo spriegumu σ_a samazināšanās līdz ar u pieaugumu, sevišķi rajonā ap $u = 20...35$ m/sec. Apm. analoģiskā veidā mainas arī brīvie spriegumi σ_1' un σ_2'. Tikai šeit, saprotams, to samazināšanās nav vēlama, jo ar to eventuali samazinas arī iespējamie σ_n. Ļoti nepatīkama ir kopējo spriegumu σ_1 un σ_2 palielināšanās, kas sevišķi strauji notiek, ja $u > 35...$ ...40 m/sec, un kas bez kāda pozitiva ieguvuma piepūlē siksnu.

Visumā pie aplūkotās grafiskās siksnas izpētīšanas metodes jāpiezīmē, ka stingri korrekta tā nav. Nerunājot jau par ķēdes līnijas atvietošanu ar tuvīno parabolu, mēs vēl ignorējām vismaz divus apstākļus: 1) mēs izdarijām pētijumus tā, itin kā deformacijas notiktu tikai ar siksnas brīvām daļām starp skriemeļiem: ko viena zaudē, to otrā iegūst; bet pavisam neievērojam to apstākli, ka siksnas daļas, kas piegulstas skriemeļiem, mainoties spriegumu apstākļiem, arī deformējas; 2) mēs pētijumos pieņēmām, ka atstatumi starp atdalī-



325. zīm.

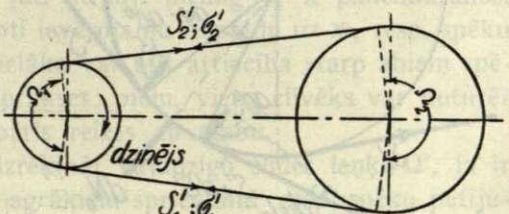
šanas punktiem a′ (resp. a″ slīpā pārvada gadijumā) ir vienādi abām siksnas daļām un nemainas spriegumu apstākļiem mainoties. Patiesībā, saprotams, tā nav, jo jau pat nekustīgā siksnā a′ augšējai daļai ir mazāks nekā apakšējai daļai: augšā, izliekuma uz leju dēļ, siksna tiecas piegulties skriemeļiem, apakšā — atrauties (325. zīm.). Pētijumi tādēļ viscaur absoluti precizi nav. Bet vai, ievērojot, piem., siksnas elastīgo īpašību mainīgo raksturu, ir nozīme tālāk komplicēt aplūkošanu, ir liels jautājums. Vispārēju, praktiskiem nolūkiem pietiekoši pareizu un pie tam ļoti pārskatamu siksnas darba apstākļu attēlojumu tie katrā ziņā dod.

Siksnas slīde pa skriemeli darba gaitā. Robežnoteikums siksnas šļūkšanas novēršanai.

Aplūkojot līdz šim jautājumu par spriegumiem, resp. attiecīgiem stiepes spēkiem siksnā, mēs daudz neinteresējāmies par to, kādā veidā vispārīgi var rasties enerģijas pārnešanai nepieciešamā spriegumu diference abās siksnas daļās: $\sigma_n = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1' - \sigma_2'$, resp. spēku diference: $P = S_1 - S_2 = S_1' - S_2'$. Mēs tikai aizrādijām vairākas reizes uz to, ka šeit spēlē lomu berze starp skriemeli un siksnu. Izpētīsim tagad šo ļoti svarīgo jautājumu drusku tuvāk.

Nav gandrīz ticams, ka brīvie spriegumi resp. spēki siksnā kādā punktā pāriet pēkšņi no lielākās vērtības stieptā daļā σ_1' resp. S_1' uz mazāko vērtību vaļējā daļā σ_2' resp. S_2' un otrādi (326. zīm.). Domājams, ka spriegumu resp. spēku palielināšanās vai samazināšanās notiek, siksnai atrodoties uz skriemeļa vai nu pa visu t. s. aptveres leņķi Ω_1 vai Ω_2 (kur siksna piegulstas skriemelim), vai arī pa zinamu aptveres leņķa daļu t. s. slīdes leņķi Ω_1' vai Ω_2' (sk. turpmāk).

Spriegumiem resp. spēkiem mainoties, mainas arī siksnas deformacijas ε. Skriemeļu loki, kam siksna pieskaras, ir no cita materiala, kura elastīgās īpašības ir pavisam citādas, un tādēļ siksna obligati spiesta drusku slīdēt pa skriemeļa loku slīdes leņķa robe-



326. zīm.

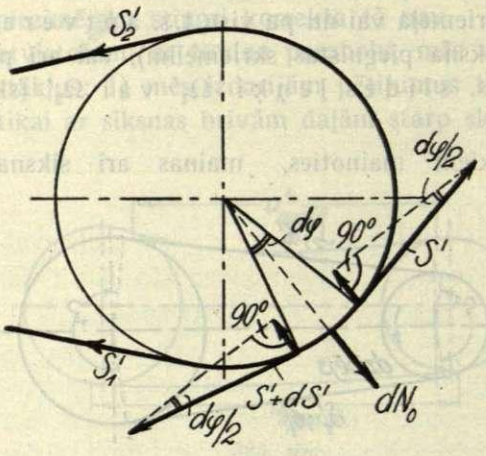
žās, t. i. kur spēki resp. spriegumi maina savas vērtības.

Šī darba gaitā nenovēršamā t. s. elastīgā slīde var gadījumā (proti, ja S_1' un S_2' par daudz atšķiras) pāriet t. s. šļūkšanā jeb buksēšanā: berzes pretestība vairs nav pietiekoša, lai noturētu visumā siksnu uz skriemeļa un atļautu tikai tās nenovēršamo elastīgo slīdi. Visa siksna reizē, kā neelastīgs ķermenis, sāk slīdēt pa skriemeļa loku ar samērā lielu ātrumu (līdz pat u). Skaidrs, ka tādā gadījumā nekādu enerģiju vairs nepārnes, un pati siksna, ja tā nenokrīt, tikai bojājas (sadeg) siltuma dēļ, kurā pāriet berzes dēļ zaudētā enerģija.

Atradīsim tagad robežnoteikumu, lai tāda šļūkšana nenotiktu.

Šo robežnoteikumu atradīsim šeit visvienkāršākā veidā, kā to jau darija savā laikā Euler's, pieņemot, ka siksna uz skriemeļa nemaz nedeformējas, un tā tad arī elastīgā slīde nenotiek. Kā nupat redzējām, tas ir principā nepareizi un neiespējami. Ja mēs tomēr to pielaižam, tad tikai tādēļ, lai iespējami vienkāršotu jautājumu, un iegūtu kaut tuvīnu pārskatu par parādībām un sakarībām siksnas darbībā. To varam darīt jo vieglāk tādēļ, ka pagaidām saskaņas starp dažādām siksnas darbības teorijām, kas ievēro siksnas elastīgo slīdi, pavisam nav. Drīzāk tās ir stipri pretrunīgas, un pie tam par kaut kādu saskaņu ar īstenību un eksperimentu diezgan grūti runāt.

Aplūkojot jautājumu par berzes pretestību starp siksnu un skriemeli, mums — kā jau bija teikts, tukšgaitu aplūkojot — jāievēro tikai brīvie spriegumi resp. spēki σ' un S', bet ne to summas ar centrifugalspriegumiem resp. spēkiem — t. s. kopējie spriegumi resp. spēki σ un S —, jo centrifugalspēki tiecas atraut siksnu no skriemeļa, tā tad strādā pretim spriegumiem resp. spēkiem, ko radijuši izstiepšana un nokare.



327. zīm.

Uz izgriezto (uz skriemeļa) siksnas elementu ar centralo leņķi $d\varphi$ darbojas pa labi brīvais stiepes spēks S', pa kreisi $S' + dS'$ (327. zīm.). Normalreakcijai dN_0

jālīdzsvaro stiepes spēku rezultante radialā virzienā; līdzsvara noteikums ir:

$$dN_o = S' \cdot \sin\frac{d\varphi}{2} + (S' + dS')\sin\frac{d\varphi}{2} = (2S' + dS')\frac{d\varphi}{2}$$

vai: $dN_o = S' \cdot d\varphi$

(atmetot 2. kārtas bezgalīgi mazo lielumu $\frac{dS' \cdot d\varphi}{2}$).

Stiepes spēku diference dS' jānotur ar siksnas elementa berzes pretestību: $\mu \cdot dN_o$, t. i.

$dS' = \mu \cdot dN_o$; ievietojot dN_o izteiksmi, atrodam:

$dS' = \mu \cdot S' \cdot d\varphi$.

Šis nolīdzinājums viegli integrējams, ja pieņem $\mu = const$; kā tālāk redzēsim, tas gan nav īsti pareizi, toties dod ļoti vienkāršu atrisinājumu. Mēs dabūjam:

$$\frac{dS'}{S'} = \mu\, d\varphi,$$

un integrējot:

$$\ln S' = \mu\varphi + \ln C, \quad \text{vai:} \quad S' = C \cdot e^{\mu\varphi}.$$

Pieņemsim, ka spriegumi resp. spēki mainas ne visa aptveres leņķa Ω robežās, bet tikai kādas tā daļas, proti — agrāk minētā slīdes leņķa Ω' robežās. Slīdes leņķa sākumā pieņemsim $\varphi = 0$; spēks tur būs mazākais S_2'. Tad slīdes leņķa beigās $\varphi = \Omega'$ un $S' = S_1'$. Ievietojot formulā: $S' = S_2'$ un $\varphi = 0$, dabūjam: $S_2' = Ce^{\mu 0} = C$; $C = S_2'$.

Ievietojot $S' = S_1'$ un $\varphi = \Omega'$, atrodam beidzot:

$$S_1' = S_2' \cdot e^{\mu\Omega'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

resp.

$$\frac{S_1'}{S_2'} = \frac{\sigma_1'}{\sigma_2'} = e^{\mu\Omega'} = m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (24a)$$

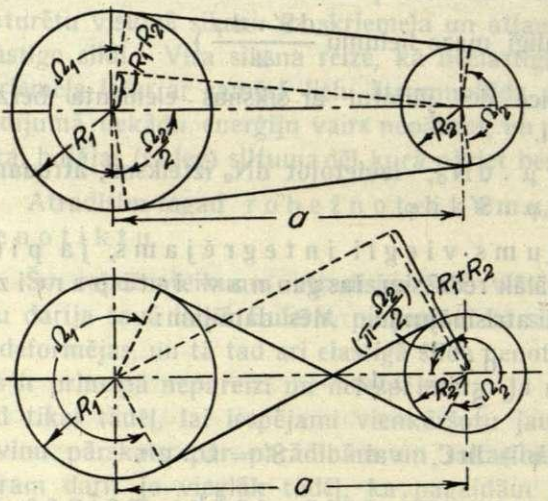
Šeit, kā tas bieži pieņemts, attiecība starp abiem brīviem spēkiem resp. spriegumiem apzīmēta ar *m*.

Funkcija e^x, kā zinams, ļoti strauji pieaug ar x palielināšanos. Tādēļ Ω' palielināšana atstāj ļoti ievērojamu iespaidu uz *m*, resp. spēku attiecību: jo lielāks ir Ω', jo lielāka var būt attiecība starp abiem spēkiem, kas katram zinams no prakses: piem., viens cilvēks var noturēt prāvu kuģi, apmetot tauvu pāris reizes ap stabu.

No (24a) formulas var izrēķināt vajadzīgo slīdes leņķi Ω', ja ir doti S_1' un S_2' (kaut no mūsu agrākiem spriegumu resp. spēku pētījumiem), un ja ir zinams berzes koeficients starp siksnu un skriemeli μ.

Logaritmējot, atrodam:

$$\Omega' = \frac{\ln(m)}{\mu} = \frac{\ln\left(\frac{\sigma_1'}{\sigma_2'}\right)}{\mu} = \frac{\ln\left(\frac{S_1'}{S_2'}\right)}{\mu} \quad \ldots\ldots \quad (24b)$$



328. zīm.

Slīdes leņķis tā tad atkarājastikaino mechaniski-fizikaliem apstākļiem siksnas pārvadā.

Aptveres leņķiem turpretim ir ģeometrisks raksturs. Ja neievērojam nokaru iespaidu, atrodam atklātos pārvados mazākam skriemelim (328. zīm. apzīmēts ar 2.):

$$\cos\left(\frac{\Omega_2}{2}\right) = \frac{R_1 - R_2}{a}, \text{ vai}$$

$$\Omega_2 = 2 \text{ arc } \cos\left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right); \quad \ldots\ldots \quad (25)$$

lielākam skriemelim

$$\Omega_1' = 2\left[\pi - \text{arc } \cos\left(\frac{R_1 - R_2}{a}\right)\right] \quad \ldots\ldots \quad (25a)$$

Krustotos pārvados abiem skriemeļiem (328. zīm.):

$$\cos\left(\pi - \frac{\Omega_2}{2}\right) = \cos\left(\pi - \frac{\Omega_1}{2}\right) = \frac{R_1 + R_2}{a}$$

resp.:

$$\Omega_1 = \Omega_2 = 2\left[\pi - \text{arc } \cos\left(\frac{R_1 + R_2}{a}\right)\right] \quad \ldots\ldots \quad (25b)$$

Robežgadījumā, acīmredzot, slīdes leņķis varētu vēl līdzināties aptveres leņķim. Tad elastīgā slīde notiktu visa aptveres leņķa robežās, bet teoretiski šļūkšanai vēl nav jānotiek; jo (24) resp.

(24a) noteikums vēl pildīts. Ja turpretim $\Omega < \Omega'$, tad noteikumu vairs nevar pildīt, un šļūkšana notiks. Praktiski mēs, saprotams, drošības labad nekad neaprobežosimies ar teoretisko robežgadījumu $\Omega = \Omega'$, bet vienmēr centīsimies (kaut μ vērtības nenoteiktības dēļ) ņemt aptveres leņķi lielāku par slīdes leņķi; t. i. praktiski mēs arvien prasīsim, lai šļūkšana nenotiktu:

$$\Omega > \Omega' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

No šī viedokļa [sk. (25), (25a), (25b) formulas] krustots pārvads ir izdevīgāks par atklātu, jo tur Ω ir lielāki. Tālāk, atklātā pārvadā mazais skriemelis ir bīstamāks par lielo, jo Ω tur ir mazāks. Neizdevīgi ir atklātie pārvadi ar lieliem (vai maziem) i, jo tad R_1 un R_2 starpība ir liela, un mazajam skriemelim Ω ievērojami samazinas. Izdevīgi ir visi līdzekļi, kas palielina Ω, piem.. Leniksruļļi vai vaļējās siksnas daļas novietošana augšā; tad siksna piegulstas skriemelim ar lielāku leņķi Ω.

Ja mēs prasam $\Omega > \Omega'$, tad mēs pielaižam, ka elastīgā slīde — tā tad arī spēku resp. spriegumu maiņa — notiek tikai zinamās aptveres leņķa daļas, proti — Ω' robežās, un ka tā tad pārējā aptveres leņķa daļā spriegumi resp. spēki nemainas. Tur siksna nedeformējas un tādēļ neslīd pa skriemeli; šo aptveres leņķa daļu sauksim par miera ļeņķi Ω_m.

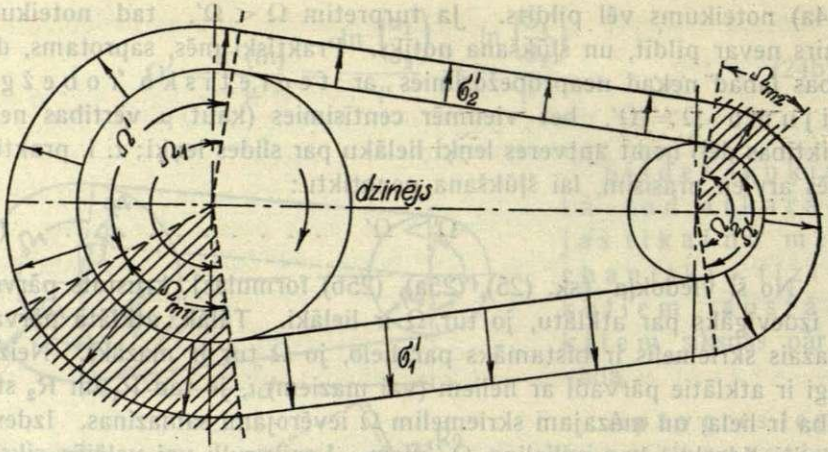
Dabūjam:

$$\Omega = \Omega' + \Omega_m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26a)$$

Jo lielāks ir miera leņķis, jo lielāka ir drošība pret šļūkšanu.

Par miera leņķu atrašanās vietu mums ir iemesls domāt, kas arī apstiprināts eksperimentali, ka tie atrodas tur, kur siksna uzskrien skriemeļiem. Tādā gadijumā mēs dabūtu 329. zīm. uzskicēto brīvo spriegumu maiņu polaro diagrammu. Ja abu skriemeļu loku materials un virsmas stāvoklis ir vienādi, tad nav iemesla domāt [vismaz teoretiski, sk. (24 b) formulu], ka slīdes leņķi Ω' abiem skriemeļiem ir dažādi. Bet tad atklātā pārvadā, kā redzams, miera leņķis mazākam skriemelim ir mazāks. Tādēļ siksnas eventualā šļūkšana vienmēr sāksies uz mazā skriemeļa, kas arī praksē novērojams.

Piezīme. Eksperimenti rāda, ka šļūkšana, ja abu skriemeļu $\varnothing\varnothing$ ir vienādi, gandrīz vienmēr sākas uz dzītā skriemeļa; tas tā tad atrodas zinamā mērā neizdevīgākos apstākļos nekā dzinējs, kaut



329. zīm.

gan teoretiski miera leņķi abiem ir vienādi. Kā jau minēts, šeit aplūkotā teorija tālu nav pilnīga un preciza, tādēļ pilnīga saskaņa ar īstenību nav gaidama. Izskaidrojumu varētu meklēt varbūt tajā apstāklī, ka uz dzītā skriemeļa siksnas izstiepšanās deformacija sakrīt ar kustības virzienu; uz dzinēja siksna saīsinas kustības virzienā, tā tad kustības ir pretējas.

Spriegumu maiņu polarā dieagramma tālāk rāda, ka siksnas ātrumi tās dažādās daļās kā arī abu skriemeļu aploces ātrumi *u* nevar būt vienādi (kā to pārvadu teorijā parasti pieņem), jo siksna, kā zinam, diezgan stipri deformējas, un deformacijas algebriski summēsies ar siksnas noietiem ceļiem. Vislielākais ātrums siksnai būs stieptās daļas beigās, t. i., uzskrejot dzinējskriemelim, un miera leņķī. Tas izskaidrojams ar elastīgo pēcstiepšanos un ar to apstākli, ka šeit siksnas izstiepšanās deformacijas sakrīt ar siksnas kustības virzienu. Analoģisku iemeslu dēļ vismazākais siksnas ātrums būs vaļējās daļas beigās, t. i., uzskrejot dzītam skriemelim, un tā miera leņķī.

Iedomājoties aprādītā veidā spriegumu un ātrumu maiņas siksnā, mēs tūliņ gūstam dažus svarīgus secinājumus:

1) Tā kā slīdes leņķu Ω' robežās siksna deformējas un tādēļ spiesta slīdēt pa skriemeļu lokiem, tad šie pēdējie noteikti jāizveido gludi, bet ne otrādi, kā to varētu domāt (lai sasniegtu lielākus berzes koeficientus). Citādi siksna ātri bojāsies.

2) Tā kā skriemeļu loku deformacijas nelīdzinas siksnas deformacijām un gandrīz vienmēr būs d a u d z mazākas, tad tuvīni var pieņemt, ka skriemeļu aploces ātrumi sakritīs ar siksnas (aploces) ātrumiem miera leņķos, kur elastīgās slīdes nav. Bet tā kā tie ir dažādi, secinam, ka: d z i n ē j s k r i e m e ļ a a p l o c e s ā t r u m s u_1 i r l i e l ā k s par d z ī t ā s k r i e m e ļ a a p l o c e s ā t r u m u u_2. Un tālāk: tā kā jauda ir proporcionala ātrumam, atrodam, ka: e l a s t ī g ā s s l ī d e s d ē ļ s i k s n a s p ā r v a d ā z a u d ē j a m e n e r ģ i j u (p r a k t i s k i l ī d z 1, d a ž r e i z p a t 2...3%).

R e l a t i v o s l ī d e s z a u d ē j u m u Ψ definējam kā ātrumu u_1 un u_2 diferences un dzinēja aploces ātruma u_1 attiecību:

$$\Psi = \frac{u_1 - u_2}{u_1} = 1 - \frac{u_2}{u_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

No šejienes viegli atrast dzītā skriemeļa u_2 kā u_1 funkciju:

$$u_2 = u_1 (1 - \Psi) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (27a)$$

Ψ skaitlisko vērtību var tuvīni atrast ar siksnas σ-ε diagrammas palīdzību (330. zīm.), atliekot tajā k o p ē j o s spriegumus siksnas abās daļās σ_1 un σ_2. Tad $\Delta\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1' - \sigma_2'$ ir spriegumu diference abās siksnas daļās; tai atbilst relativo deformaciju diference $\Delta\varepsilon$, kas līdzinas apm.: $\Delta\varepsilon \cong \Psi$

$$\left[\text{jo: } \Psi = \frac{u_1 - u_2}{u_1} = \frac{(1+\varepsilon_1) - (1+\varepsilon_2)}{1+\varepsilon_1} = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{1+\varepsilon_1} = \frac{\Delta\varepsilon}{1+\varepsilon_1} \cong \Delta\varepsilon\right]$$

Lai noteiktu skaitlisko vērtību berzes koeficientam μ starp siksnu un skriemeli (sk. turpmāk), svarīgs lielums ir t. s. v i d ē j a i s r e l a t i v a i s s l ī d e s ā t r u m s u_g, kuru definējam kā diferenci starp skriemeļa ātrumu un vidējo siksnas ātrumu slīdes leņķos:

$$\sim \frac{u_1 + u_2}{2}.$$

Dzinējskriemelim mēs dabūjam:

$$u_g = u_1 - \frac{u_1 + u_2}{2} = \frac{u_1 - u_2}{2}.$$

Dzītam skriemelim mēs dabūjam:

$$u_g = u_2 - \frac{u_1 + u_2}{2} = -\left(\frac{u_1 - u_2}{2}\right),$$

t. i. to pašu izteiksmi ar (—) zīmi, kurai šeit nav nozīmes.

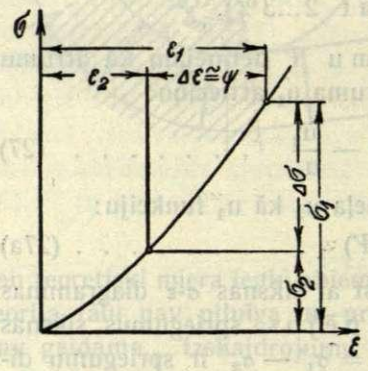
Pārveidojot izteiksmi tālāk, atrodam:

$$u_g = \frac{u_1 - u_2}{2} = \frac{(u_1 - u_2)\, u_1}{2\, u_1},$$

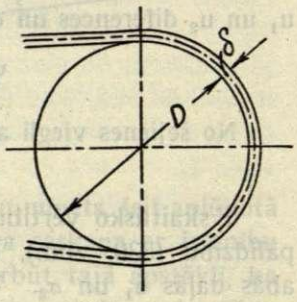
un ievietojot no (27) formulas, beidzot:

$$u_g = \frac{u_1 - u_2}{2} = u_1 \frac{\Psi}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

P i e z ī m e. Slīdes ātrums u_g abiem skriemeļiem ir gan vienāds, bet nevienāds ir s l ī d e s c e ļ š, kas mazākam skriemelim pat ar l i e l ā k u aptveres leņķi (kā, piem., Lenikspārvados) var būt mazāks. Tādēļ — pretrunā ar teoriju — šļūkšana tomēr bieži š e i t sākas.



330. zīm.



331. zīm.

Elastīgās slīdes dēļ arī f a k t i s k a i s p ā r n e s u m a s k a i t l i s i_{fakt} [sk. (1) un (1a) formulas] siksnas pārvadam atšķiras no teoretiskā. Mēs atradām savā vietā teoretisko vērtību idealam pārvadam:

$$i_{teor} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,teor}} = \frac{n_1}{n_{2teor}} = \frac{D_2 + \delta}{D_1 + \delta}$$

[ja vēlamies pavisam precizi rēķināt, tad aploces ātrumi jāattiecina nevis uz skriemeļu $\varnothing\varnothing$, bet šie pēdējie jāpalielina par siksnas biezumu δ; citiem vārdiem — u attiecinami uz siksnas neitralam slānim atbilstošiem caurmēriem (sk. 331. zīm.)].

Faktiski mēs dabūsim aploces ātrumus:

$$u_1 = \frac{\pi (D_1 + \delta) n_1}{60};$$

$$u_2 = \frac{\pi (D_2 + \delta) n_{2\,fakt}}{60} = u_1 (1 - \Psi)$$

[ar (27a) nolīdzinājumu].

Izdalot atrodam:

$$\frac{1}{1 - \Psi} = \frac{D_1 + \delta}{D_2 + \delta} \cdot \frac{n_1}{n_{2\,fakt}},$$

vai ievietojot:

$$\frac{D_1 + \delta}{D_2 + \delta} = \frac{1}{i_{teor}}, \text{ un: } \quad \frac{n_1}{n_{2\,fakt}} = i_{fakt}$$

dabūjam beidzot:

$$\frac{1}{1 - \Psi} = \frac{i_{fakt}}{i_{teor}},$$

jeb:

$$i_{fakt} = \frac{i_{teor}}{1 - \Psi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Sakarības starp spēkiem siksnas daļās un aploces spēku.

No (24) resp. (24a) pamatformulas:

$$S_1' = S_2' e^{\mu\Omega'}, \text{ resp. } S_1' = m S_2'$$

atrodam:

$$S_1' - S_2' = S_2' (m - 1); \quad S_1' + S_2' = S_2' (m + 1).$$

Bet pēc (22a) formulas:

$$P = S_1 - S_2 = S_1' - S_2'.$$

Tādēļ atrodam:

$$\left.\begin{aligned} P = S_2' (m - 1) &= \frac{S_1' (m - 1)}{m}, \\ \text{resp.:} \qquad \sigma_n = \sigma_2' (m - 1) &= \frac{\sigma_1' (m - 1)}{m} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (30)$$

Tā ir sakarība starp aploces spēku P un brīviem spēkiem abās siksnas daļās (resp. attiecīgiem spriegumiem).

Tālāk viegli atrast t. s. pārvada izmantošanas reizuli:

$$\frac{P}{S_1'} = \frac{m - 1}{m} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (30a)$$

un t. s. pārvada caurvilkšanas reizuli:

$$\frac{S_1' - S_2'}{S_1' + S_2'} \cong \frac{P}{A_d} = \frac{m - 1}{m + 1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (30b)$$

Piezīme. Šeit ass spiediens darba gaitā A_d attiecas gan tikai uz gadījumu ar vienādiem skriemeļiem [sk. (23) form.]; vispārējā gadījumā patiesībā jāieved korrektura pēc (23a) formulas.

Dažas piezīmes par berzes koeficientu μ starp siksnu un skriemeli.

Atrodot (24) formulu un visu turpmāko laiku līdz šim, mēs pieņēmām, ka $\mu = \text{const}$. Agrāk to tādu arī iedomājās praksē, piem., pieņēma, ka $\mu \cong 0{,}28$ (starp ādu un dzelzi). Bet novērojumi un eksperimenti pierādija, ka μ var pieņemt daudz augstākas vērtības, un ka atkarībā no apstākļiem tās var svārstīties ievērojamās robežās. Šeit vislielāko lomu spēlē siksnas ietaukošana, spiediens, temperatura un relativais slīdes ātrums:

$$u_g = u_1 \cdot \frac{\Psi}{2}$$

[sk. (28) form.], tā tad netieši arī siksnas ātrums u_1. Aprādīto galveno faktoru iespaidus uz μ maiņu, kas vēl nebūt nav pilnībā izpētīta, varētu īsumā raksturot šādā veidā:

1) Puslīdz konstantu μ dabūjam tikai sausai, neietaukotai siksnai, pie kam tas tad ir samērā mazs. Ietaukošana ievērojami palielina μ, bet līdz ar to apstākļi radikali mainas: starp siksnu un skriemeli rodas plāna tauku filma, kas ir analoģiska eļļas filmai gultnī, un mums šeit vairs nav darīšana ar t. s. sauso, bet gan drīzāk ar t. s. pussķidro berzi (par to tuvāk gultņu teorijā). Siksna šeit vairs pilnībā nepieskaras skriemelim, bet tikai pa daļai; dažās vietās berze notiks vienīgi starp tauku daļiņām, un tā stiprā mērā atkarājas no temperaturas, spiediena un slīdes ātruma.

Cik tālu šie apstākļi izpētīti, tie apmēram sakrīt ar t. s. hidrodinamiskās berzes teorijas prasībām, un tādēļ šī berze laikam arī ir aprādīto parādību cēlonis. Citāda veida izskaidrojumi, kā, piem., elektriskas parādības, atmosferas spiediens, siksnas nespēja sekot pietiekoši ātri ar savām deformacijām spriegumu maiņām, cik tālu tie eksperimentali izmēģināti, nav apstiprinājušies.

2) Temperaturas pieaugums samazina μ, kā to prasa hidrodinamiskā berzes teorija (tauki paliek šķidrāki, un t. s. viskozitates koeficients η samazinas).

3) Spiediena pieaugums samazina μ, ka to arī prasa hidrodinamiskā berzes teorija. Šeit īpatnējais siksnas spiediens uz skriemeli p kg/cm² definēts kā:

$$p = \frac{dN_0}{dF} = \frac{S' \cdot d\varphi}{R\,d\varphi \cdot b} = \frac{S'}{Rb}$$ (sk. 279. lpp.).

Formula rāda, ka: lai palielinātu μ, izdevīgi ņemt lielus R un b, t. i. platus skriemeļus ar lieliem $\varnothing\varnothing$. Lieliem skriemeļiem ir vēl tā priekšrocība, ka saskaņā ar (4) form. lieces spriegumi siksnā arī ir mazāki.

4) Ļoti svarīgs un praksē (vismaz tuvīni) relativi viegli ievērojams ir iespaids, kas nāk no slīdes ātruma $u_g = u_1 \frac{\Psi}{2}$ un līdz ar to arī no siksnas ātruma u_1. Vispārīgi runājot, līdz ar u_g (tā tad arī u_1) pieaugumu ievērojami palielinas arī μ (it sevišķi sākumā, pēc tam lēnāk).

Skaitlisko μ vērtību noteikšanai literaturā sastopamas daudzas diagrammas, tabulas un formulas. Ka šeit pilnīgas saskaņas nav, viegli izskaidrojams ar agrāk minēto pārējo apstākļu iespaidu, kas var stipri iespaidot rezultatus. Piem., sastopamas šādas formulas ādas siksnām uz ķeta skriemeļiem:

$$\mu = 0{,}15\,(1 + 0{,}1u) \qquad \text{(Skutsch)};$$

$$\mu = 0{,}54 - \frac{14}{50 - 20\,u} \qquad \text{(Barth)};$$

$$\mu = 0{,}22 + 0{,}012\,u \quad \text{(AWF)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Pēdējo formulu mēs lietosim ādas siksnu aprēķinam. Plānām vienkāršām siksnām varētu varbūt konstanto summandu vēl palielināt: ja siksna strādā ar saru pusi, līdz 0,28, — ar gaļas pusi, līdz 0,25.

Balata vai gumijas siksnām varētu ņemt (uz ķeta skriemeļiem):

$$\mu = 0{,}35 + 0{,}012\,u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31a)$$

Piezīme. Šo formulu varētu lietot arī ādas siksnām uz koka skriemeļiem.

Kokvilnas vai vilnas siksnām uz ķeta skriemeļiem:

$$\mu = 0{,}30 + 0{,}012\,u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31b)$$

Visās šajās formulās u_1 vietā ņemts vienkārši siksnas vidējais ātrums u, kas praktiski gandrīz neatšķiras no u_1.

Ipiezīme. Tā kā μ ir, kā redzējām, siksnas ātruma u_1 funkcija, pie kam līdz ar u_1 pieaug arī μ, tad līdz ar u_1 itin kā vajadzētu arī pieaugt lietderīgiem spriegumiem σ_n, ko no (30) formulas atrodam kā:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_1'\,(m - 1)}{m} = \frac{\sigma_1'\,(e^{\mu\Omega'} - 1)}{e^{\mu\Omega'}} = \sigma_1'\left(1 - \frac{1}{e^{\mu\Omega'}}\right).$$

Bet nav jāaizmirst, ka $\sigma_1' = \sigma_1 - \sigma_f$ [sk. (21) form.] un ka σ_f pieaug

līdz ar u [sk. (15a) form.]: $\sigma_f = \frac{\gamma \cdot u^2}{10\,g}$. Līdz ar to σ_1' samazinas.

Ievietojot σ_f izteiksmi σ_n formulā, atrodam:

$$\sigma_n = \left[\sigma_1 - \frac{\gamma u^2}{10\,g}\right] \cdot \left(\frac{e^{\mu\Omega'} - 1}{e^{\mu\Omega'}}\right).$$

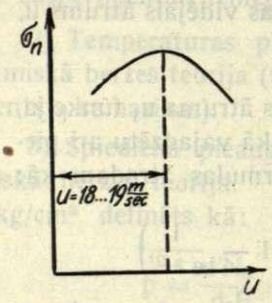
Šeit μ ir u_1 resp. u funkcija, proti (vispārējā veidā): $\mu = a + bu$ [sk. (31), (31a), (31b) formulas]. Ievietojot arī to σ_n izteiksmē un diferencējot, var atrast šīs funkcijas maksimumu. Pieņemot tālāk kādu pielaižamu skaitlisku σ_1 vērtību [jo σ_1 ir, ja neievēro lieces iespaidu; sk. turpmāk, m a k s i m a l a i s spriegums siksnā], var grafiski izkonstruēt σ_n, kā u funkciju; ādas siksnām mēs dabūtu maksimumu, kad $u \cong 18...19$ m/sec (332. zīm.).

Patiesībā funkcija vēl drusku mainīsies, jo līdz ar u pieaug u_g (s l ī d e s ātrums) un līdz ar to arī temperatura, kas samazina μ. Tālāk jāievēro vēl skriemeļu caurmēri vai, labāk runājot, attiecības $\frac{\delta}{D}$. Ja $\frac{\delta}{D}$ ir lieli, t. i. ja skriemeļu caurmēri ir mazi, tad pieaug lieces spriegumi saskaņā ar (4) formulu. Bet bez tam pieaug arī spiedieni p saskaņā ar 286. lpp. teikto, un tādēļ samazinas μ. Tas viss rada vajadzību pēc papildu korrekturām, kas tomēr visumā ainu nemaina.

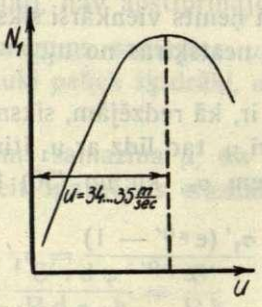
Citāda veida funkciju dabūsim, ja aprēķināsim t. s. ī p a t n ē j o j a u d u N_1, t. i. jaudu uz 1 cm² siksnas šķērsgriezuma:

$$N_1 = \frac{N}{b\delta} = \frac{P \cdot u}{b\,\delta \cdot 75} = \frac{\sigma_n \cdot u}{75} = \left[\sigma_1 - \frac{\gamma u^2}{10g}\right]\left(\frac{e^{\mu\Omega'} - 1}{e^{\mu\Omega'}}\right) \cdot \frac{u}{75}\ \frac{PS}{cm^2}$$

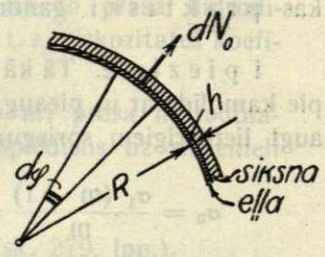
(šeit vēl nav ievērotas lieces un virsmas spiedes korrekturas mazu skriemeļu ⌀ ⌀ gadijumā, kā arī temperaturas iespaids).



332. zīm.



333. zīm.



334. zīm.

Funkcija ir citādi uzbūvēta, un tādēļ arī tās maksimums atrodas citā vietā; piem., ādas siksnām dabūjam maksimumu, kad u $\cong$ 34...35 m/sec (333. z.). No praktiskā viedokļa tāds ir izdevīgākais siksnas ātrums.

Ievērojot augšā minētās korrekturas, maksimums pārbīdas uz vienu vai otru pusi; piem., mazākiem skriemeļu caurmēriem dabūjam maksimumu, kad u $\cong$ 30...32 m/sec.

II piezīme. 386. lpp. mēs aizrādījām, ka μ maiņa atkarībā no spiediena, temperaturas un ātruma izskaidrojama laikam ar hidrodinamiskās berzes parādībām, kas šeit droši vien izteicas t. s. pussķidrās berzes veidā. Mēģināsim šo jautājumu kaut elementarā, vispārējā veidā aplūkot, jo noteiktākai analizei pagaidām trūkst pamatu. Bet arī tā mēs, kā būs redzams, gūsim vairākus vērtīgus praktiskus norādijumus, kas jādara, lai siksna labi strādātu. Pa daļai par tiem gan jau bija runa agrāk.

Pussķidrās berzes gadijumā pretestību $\mu \cdot dN_0$ uz elementaru siksnas segmentu ar centralo leņķi $d\varphi$ (334. zīm.) varētu iedomāties sastādamies no 2 daļām:

1) kas atbilst s a u s a i berzei pēc Coulomb'a likuma: $\mu_0 \cdot dN_0$;

2) kas atbilst šķidrai berzei pēc hidrodinamiskās berzes teorijas (par kuru būs runa gultņu teorijā):

$$\eta \cdot dF \cdot \frac{dv}{dh};$$

šeit η ir t. s. eļļas viskozitates koeficients, v — taukvielas daļiņu relativais ātrums ar vidējo maksimalo vērtību u_g [slīdes ātrumu pēc (28) formulas], h — tauku filmas biezums, dF — segmenta virsmas laukums.

Iedomājoties eļļas filmā linearu ātrumu sadalijumu, dabūjam:

$$\frac{dv}{dh} = \frac{u_g}{h}$$

[tā kā u_g ir tikai v i d ē j ā vērtība (sk. 283. lpp.), attiecība patiesībā atšķirsies dažādās vietās].

Tā tad:

$$\mu\, dN_0 \cong \mu_0\, dN_0 + \eta \cdot dF \cdot \frac{u_g}{h},$$

resp.

$$\mu = \mu_0 + \mu \frac{dF}{dN_0} \cdot \frac{u_g}{h}.$$

Bet no 279. lpp.: $dN_0 = S' \cdot d\varphi$ (kur S' ir b r ī v a i s spriegums siksnā); tālāk, acīmredzot: $dF = R\, d\varphi \cdot b$.

Tādēļ:

$$\frac{d F}{d N_0} = \frac{R b}{S'}.$$

Ievietojot atrodam:

$$\mu = \mu_0 + \frac{\eta R b u_g}{S' h}.$$

Ievietojot šo μ izteiksmi pamatdiferencialnolīdzinājumā (279. lpp.), no kura mēs vēlāk atradām (24) nolīdzinājumu, proti: $dS' = \mu S' d\varphi$, mēs atrodam tagad:

$$d S' = \left(\mu_0 S' + \frac{\eta R b u_g}{h}\right) d\varphi = \left(S' + \frac{\eta \cdot R b \cdot u_g}{\mu_0 \cdot h}\right) \mu_0 \cdot d\varphi.$$

Otrais summands iekavās itin kā palielina brīvo spēku siksnā S' par fiktivu vērtību:

$$S_{fikt} = \frac{\eta \cdot R b \cdot u_g}{\mu_0 h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (32)$$

Tuvīni to varam skaitīt par neatkarīgu no φ [patiesībā tā, saprotams, nebūs, jo kā η (tauku sasilšanas dēļ), tā arī u_g un h droši vien mainas līdz ar φ; bet, ja mēs to vēlētos ievērot, tad lieta taptu nesamērīgi komplicēta un nepārredzama, nerunājot jau par neiespēju noteikt šo lielumu pareizās skaitliskās vērtības]. Tādā gadijumā diferencialnolīdzinājums būs:

$$d S' = (S' + S_{fikt}) \mu_0 d\varphi.$$

Integrējot kā agrāk, atrodam:

$$\ln (S' + S_{fikt}) = \mu_0 \varphi + \ln C, \quad \text{vai:} \quad S' + S_{fikt} = C \cdot e^{\mu_0 \varphi}.$$

Ja $\varphi = 0$, tad $S' = S_2'$; ievietojot atrodam $C = S_2' + S_{fikt}$.

Ja $\varphi = \Omega'$, tad $S' = S_1'$; ievietojot atrodam:

$$S_1' + S_{fikt} = (S_2' + S_{fikt}) \cdot e^{\mu_0 \Omega'} \quad \ldots\ldots \quad (33)$$

[ar S_{fikt} no (32) form.] mūsu agrākās (24) form. vietā.

Ievietojot tālāk no (22) form.: $S_2' = S_1' - P$, atrodam:

$$S_1' + S_{fikt} = (S_1' - P + S_{fikt}) \cdot e^{\mu_0 \Omega'} = (S_1' + S_{fikt}) \cdot e^{\mu_0 \Omega'} - P \cdot e^{\mu_0 \Omega'},$$

vai:

$$P = \frac{[S_1' + S_{fikt}] [e^{\mu_0 \Omega'} - 1]}{e^{\mu_0 \Omega'}} \quad \ldots\ldots \quad (34)$$

[ar S_{rikt} no (32) form.], kur agrāk mums bija (30) formula:

$$P = \frac{S_1' \left[e^{\mu\Omega'} - 1\right]}{e^{\mu\Omega'}}.$$

Lai dabūtu lielus P, t. i. arī lielas pārnesamas jaudas, jāgādā, lai S_{rikt} (34) formulā būtu liels; bet tas, kā no (32) form. redzams, sasniedzams, ja:

1) Tauku viskozitates koeficients η i r l i e l s, kas tā ir, ja ņemam siksnas ietaukošanai cietākus dzīvnieku, vislabāk vēršu taukus. Lieto arī stearinu ar vasku un zivju eļļu, dažreiz lanolinu, rīciņeļļu (labs līdzeklis ir 1 daļa tauku + 3 daļas zivju eļļas vai trāna). Tā kā tauki ar laiku paliek netīri (putekļi!), zaudē eļļošanas spējas un aizķepē ādas poras, ieteicams laiku pa laikam nosukāt siksnu siltā ūdenī ar soda piejaukumu; pēc izžāvēšanas to ietauko no jauna. Tad siksna viegli uzsūc taukus un tūkst, līdz ar to s a ī s i n o t i e s. Taukošana tādēļ ir arī daudz noderīgāks līdzeklis šļūkšanas novēršanai nekā dažādas siksnas ziedes, kas satur kolofoniju vai citas sveķainas vielas, un kas, diemžēl, ļoti iemīļotas; tās aizblīvē ādas poras, neatļaujot vairs siksnai pareizi uzsūkt taukvielas. Mineraleļļas un tauki kaitīgi un taukošanai neder. Bez tam lielāka η sasniegšanai jārūpējas par iespējami zemu siksnas temperaturu, jo ar t pieaugumu η stipri krīt [istabas temperaturā vēršu tauku $\eta \cong 0{,}03$ kgsec/m²]. Par to mēs jau runājām 286. lpp.

2) Skriemeļu r a d i j i R u n s i k s n u p l a t u m i b i e s p ē j a m i l i e l ā k i. Arī par to mēs jau runājām 287. lpp. un aizrādijām, ka līdz ar to samazinas arī lieces spriegumi siksnā. Vienkāršās platās siksnas tā tad ir visādā ziņā izdevīgākas par dubultām, šaurākām.

3) R e l a t i v a i s s l ī d e s ā t r u m s u_g i e s p ē j a m i l i e l ā k s, kas sasniedzams: a) ar iespējami lielākiem siksnas ātrumiem, jo $u_g = \frac{u_1 \Psi}{2}$ [(28) form.]; b) ar iespējami elastīgāku siksnu, jo, kā 283. lpp. redzējām, $\Psi \cong \Delta\varepsilon$.

Praktiski šeit tomēr vilktas zinamas robežas, jo no vienas puses līdz ar u_g palielināšanu berzes dēļ pieaug laika vienībā attīstītais siltuma daudzums; līdz ar to temperatura ceļas, un mēs nonākam pretrunā ar 1. punktu. Otrkārt, kā savā laikā redzējām, palielinot u_1, ievērojami pieaug centrifugalspēku radītie spriegumi σ_f [(15)...(15b) form.], kas samazina b r ī v o s spriegumus, palielina k o p ē j o s spriegumus, un eventuali spiež reducēt lietderīgos spriegumus. σ_f var samazināt [sk. (15), (15a) form.], ņemot mazāku siksnas γ; tā tad: j a v ē l a m i e s l i e l ā k u s u_1, j ā ņ e m i e s p ē j a m i m a z ā k a ī p a t n ē j a s v a r a s i k s n a, ko, saprotams,

var izdarīt tikai relativi šaurās robežās. Visu aprādīto apstākļu dēļ principiali izteiktais likums par u_g palielināšanas vēlamību faktiski noved pie σ_n un N_1 funkcijām a r m a k s i m u m i e m, ko sasniedz ar noteiktiem u, kā to 289. lpp. redzējām.

4) T a u k u k ā r t a s b i e z u m s h i e s p ē j a m i m a z s, kas prasa pēc iespējas gludāk apstrādātus skriemeļus, bet ne otrādi, un tāpat pēc iespējas gludākas siksnas virsmas. Šī pēdējā iemesla dēļ pēdējā laikā liek siksnas arī ar saru pusi uz skriemeļa, un, spriežot pēc mēģinājumiem, pārvadi tad tiešām izdevīgāk strādā. Arī par šo jautājumu mēs 289. lpp. jau runājām sakarā ar siksnas nenovēršamo elastīgo slīdi pa skriemeli, kas jāatvieglo ar gludākām virsmām, ja nevēlas bojāt siksnu.

5) (32) formulas prasība pēc iespējami mazāka sausās berzes koeficienta μ_0, t. i. arī itin kā gludākām siksnas un skriemeļa virsmām, ir tīri formalas dabas un atsaucas ar kopējās (34) formulas uzbūvi, jo otrais reizinātājs: $\frac{e^{\mu_0 \Omega'} - 1}{e^{\mu_0 \Omega'}} = 1 - \frac{1}{e^{\mu_0 \Omega'}}$ prasa pretējo, t. i. iespējami lielāku μ_0. Praktiski, saprotams, sausās berzes koeficientus μ_0 mēs varam relativi maz mainīt, jo materialu izvēle nav liela, un virsmas, kā redzējām, mēs nedrīkstam ņemt negludas. Arī sveķainas ziedes, kas varētu palielināt μ_0, kā teicām, nav vēlamas. No siksnas i z t u r ī b a s viedokļa vēlami, saprotams, iespējami mazāki μ_0, lai samazinātu elastīgās slīdes dēļ nenovēršamo siksnas dilšanu. Līdz ar to enerģijas pārnešanas procesā galvenā loma jāuzņemas (siksnai absolūti nekaitīgai!) šķidrās berzes daļai.

Siksnu aprēķins.

Siksnu aprēķinā līdz šim vēl nav vienojušies par vienu noteiktu paņēmienu un skaitliskiem datiem; tādēļ diferences rezultatos dažreiz ievērojamas, it sevišķi lielākiem ātrumiem. Mēs šeit pieturēsimies pie paņēmiena un datiem, kas doti vācu AWF 150. lapā prof. Skutsch'a izstrādājumā.

Izejas punkts ir (30) formula:

$$P = \frac{S_1'(m-1)}{m},$$ ar m no (24a) formulas: $m = e^{\mu \Omega'}$.

Dalot formulu ar siksnas šķērsgriezuma laukumu $b\delta$, pārejam uz spriegumiem:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_1'(m-1)}{m}.$$

Brīvais spriegums siksnas stieptā daļā σ_1' no (21) formulas ir:

$$\sigma_1' = \sigma_1 - \sigma_f, \quad \text{ar } \sigma_f = \gamma \frac{u^2}{10\,g} \quad \text{no (15a) formulas.}$$

Jāievēro tālāk, ka „kopējais" spriegums stieptā siksnas daļā σ_1 vēl n a v faktiskais maksimalais spriegums σ_{max} siksnā: uzskrejot dzinējskriemelim, miera leņķī siksnā rodas vēl papildus lieces spriegums pēc (4) formulas:

$$\sigma_{liece} = \frac{\delta}{D} E.$$

Tādēļ šeit (dzinējskriemeļa miera leņķī) varam rakstīt:

$$\sigma_1' = \sigma_{max} - \sigma_f - \sigma_{liece};$$

tad mūsu σ_n formula pieņem šādu veidu:

$$\sigma_n = (\sigma_{max} - \sigma_f - \sigma_{liece}) \frac{m-1}{m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Ar šīs formulas palīdzību principiali varētu aprēķināt pielaižamos lietderīgos spriegumus σ_n siksnā un ar: $P = \sigma_n \cdot b\delta$ tālāk arī nepieciešamo siksnas šķērsgriezumu. Praktiski šeit tomēr rodas dažas neērtības un neskaidrības, proti:

1) nav vēl īsti noskaidrots, vai ādas siksnām par aprēķina pamatu tiešām jāņem zinams pielaižams σ_{max} (t. i. īslaicīgs maksimals spriegums, kas rodas, kamēr siksna izskrien cauri dzinējskriemeļa miera leņķim), vai arī pietiek ievērot v i d ē j u kopēju spriegumu σ_{vid} abās siksnas daļās, ignorējot lieces spriegumu, t. i. :

$$\sigma_{vid} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_1' + \sigma_2'}{2} + \sigma_f.$$

Tā kā no (30b) formulas (dalot to ar $b\delta$) mēs atrodam:

$$\frac{\sigma_1' - \sigma_2'}{\sigma_1' + \sigma_2'} = \frac{\sigma_n}{\sigma_1' + \sigma_2'} = \frac{m-1}{m+1} \quad \text{resp.:}$$

$$\frac{\sigma_1' + \sigma_2'}{2} = \sigma_n \cdot \frac{m+1}{2\,(m-1)},$$

tad dabūjam tālāk:

$$\sigma_{vid} = \sigma_n \cdot \frac{m+1}{2\,(m-1)} + \sigma_f \quad \text{resp.:}$$

$$\sigma_n = (\sigma_{vid} - \sigma_f) \cdot \frac{2\,(m-1)}{m+1}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

kā formulu siksnas aprēķinam, izejot no pielaižamiem σ_{vid}.

Tāds aprēķins ieteikts tekstilsiksnām Hütte's 26. izd. II sēj. 232. lpp., un daži autori to ieteic arī ādas siksnām. Mēs gan iziesim ādas siksnu gadijumā no maksimaliem pielaižamiem σ_{max} saskaņā ar AWF norādijumiem.

2) Lieces spriegumu: $\sigma_{lieces} = \frac{\delta}{D} E$ noteikšana ir diezgan nedroša, tāpēc ka mainas ādas elastības moduls E [sk. (6) un (6a) formulu], proti — no apm. 500...3000 kg/cm². Otrkārt, nav arī īsti zinams, vai ādas elastīgās pēcstiepšanās dēļ tiešām būtu ievērojams viss lieces spriegums; korrekturai ieteikti dažādi skaitliski koeficienti un dati. Mēs pieturēsimies pie AWF paņēmiena, ievedot vienkāršu, no ātruma neatkarīgu un zinamā mērā empirisku korrekturu lieces spriegumiem kā linearu δ/D funkciju, proti: $-(300\delta/D - 2)$, iznesot to ārā no iekavām.

Kā redzams, ar $\delta/D = 1/150$ korrektura $= 0$ un ar $\delta/D < 1/150$ tā ir pat pozitiva.

Tādā veidā mūsu formula lietderīgo spriegumu noteikšanai ādas siksnā būs:

$$\sigma_n = (\sigma_{max} - \sigma_f) \cdot \frac{m-1}{m} - \left(300\,\frac{\delta}{D} - 2\right) \text{ kg/cm}^2 \quad \ldots \quad (37)$$

Šeit:

$$\sigma_f = \gamma \frac{u^2}{10\,g} \cong 0{,}0102\ u^2 \text{ kg/cm}^2$$

no (15a) vai (15b) formulas. Par σ_{max} skaitliskām vērtībām turpmāk.

3) Koeficients *m* šajā formulā [sk. (24a) nolīdzinājumu] ir: $m = e^{\mu\Omega'}$. Par μ mēs jau runājām (sk. 286. lpp.) un redzējām, ka to iespaido vairāki faktori. Pašus iespaidus vismaz pagaidām gan grūti ievērot, izņemot siksnas ātruma u iespaidu; μ tādēļ arī ņemsim ādas siksnai pēc (31) formulas, proti: $\mu = 0{,}22 + 0{,}012\,u$, bet tekstilsiksnām pēc (31a) vai (31b) formulas. Tālāk *m* formulā ietilpst slīdes leņķis Ω', kuram — kā 281. lpp. teicām — praksē vienmēr jābūt mazākam par aptveres leņķi Ω, t. i. $\Omega > \Omega'$ [sk. (26) form.]; tikai teoretiskā robežgadijumā abi leņķi varētu līdzināties. Lai praktiskā aprēķinā nevajadzētu nodarboties ar neērtu un galu galā diezgan nedrošu Ω' noteikšanu, tad $m = e^{\mu\Omega'}$ formulā Ω' vietā var ievietot mazāko Ω, t. i. ņemt:

$m = e^{\mu \Omega_{max}}$. Tad tikai, saprotams, pielaižamie σ_{max} attiecīgi jākorrigē, kas siksnām dotās skaitliskās σ_{max} normās arī izdarīts.

Dotās σ_{max} normas attiecas uz aptveres leņķi $\Omega = \pi = 180°$ (kādu mēs dabūtu vienādiem skriemeļiem atklātā pārvadā). Ja mazākais Ω [ko vienmēr var noteikt no (25) ... (25b) formulas] iznāk citāds, tad AWF ieteic uz katriem 10° leņķa samazinājuma vienkārši samazināt σ_n par ~3%, resp. palielināt izrēķināto siksnas platumu par ~3%.

AWF dod tālāk vēl divas tuvīnas formulas aprēķinu vienkāršošanai, proti (ja $\mu = 0{,}22 + 0{,}012\,u$ un $\Omega = 180°$):

$$\frac{m - 1}{m} \cong \frac{36\,u + 500}{30\,u + 1000} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

un:

$$\sigma_n \cong 16{,}5 + 0{,}6\,u - 0{,}016\,u^2 - \left(300\,\frac{\delta}{D} - 2\right) \quad \ldots \quad (39)$$

(RAL III siksnām sk. turpmāk).

Pēc Vācijas ādas siksnu fabrikantu savienības normām izšķir 3 ādas siksnu šķirnes:

vislabākās RAL III ar $\sigma_{max} = 33$ kg/cm² ilgstošā darbā; tās derīgas līdz $u \leqslant 45$ m/sec;

vidējā labuma RAL II ar $\sigma_{max} \cong 0{,}88 \,.\, 33 = 29$ kg/cm² ilgstošā darbā; tās derīgas līdz $u \leqslant 24$ m/sec;

zemākā labuma RAL I ar $\sigma_{max} \cong 0{,}76 \,.\, 33 = 25$ kg/cm² ilgstošā darbā; tās derīgas līdz $u \leqslant 12$ m/sec.

Ja σ_n ir noteikts, tad siksnas dimensionēšana notiek ar nolīdzinājumu:

$$P = \frac{75\,N}{u} = \sigma_n\, b\, \delta \quad \ldots\ldots\ldots \quad (40)$$

Pieņemot δ no praktiskiem datiem vai siksnu katalogiem, var noteikt nepieciešamo siksnas platumu b, ar ko aprēķins pabeigts.

Ja vēlas, vienmēr var aprēķināt papriekš b, itin kā mums būtu darīšana ar vislabāko RAL III siksnu, un tad pielikt pie platuma:

ja faktiski ņem RAL II siksnu ~ 14%, t. i.: $b_{fakt} \cong 1{,}14\, b_{apr}$;
„ „ „ RAL I „ ~ 32%, t. i.: $b_{fakt} \cong 1{,}32\, b_{apr}$.

Visi minētie dati attiecas uz normalu, atklātu, ne pārāk stāvu pārvadu, kas precizi montēts un strādā ar gludām skriemeļu virsmām, ar pareizu, rūpīgu apkalpošanu un ietaukošanu un ar pareiziem priekš-

spriegumiem. Kur tādus apstākļus nevar garantēt, ieteicams σ_n samazināt par kādiem 10...20%, resp. attiecīgi palielināt siksnas platumu.

Dotas arī veselas tabulas tādai σ_n samazināšanai, piem.:

vertikalam vai ļoti stāvam pārvadam par 10...20%,
mazam ass atstatumam „ 10...20%,

jo spriegumi stipri svārstas ārējiem apstākļiem (temperaturai, mitrumam) mainoties;

leņķu pārvados bez vai ar vadrulļiem „ 20...25%,
koniskiem skriemeļiem, krust. siksnai „ 20%,
„ „ atklātai siksnai „ 30...35%,

jo siksna neizdevīgi piepūlēta;

mitrās telpās „ 20...25%;
lieliem i ($D_1 < D_2$) „ 20...30%,

jo stiepto siksnas daļu spēji loka uz mazā skriemeļa;

ļoti maziem $i < \frac{1}{3}...\frac{1}{4}$ „ 15...20%;
ļoti nevienmērīgam darbam (gateri, velmēšanas ierīces) par $\geqslant$ 50%.

Piezīme. Noteiktus spriegumus siksnā, kas saskan ar aprēķina rezultatiem, var, saprotams, puslīdz garantēt tikai Lenikspārvadu gadijumā. Pārējos gadijumos, kur praksē siksnu uzstiepj gandrīz tikai pēc nojautas, faktiskie spriegumi var stipri atšķirties no aprēķinātiem; tādēļ ir saprotami pielikumi, un vispārīgi lielā drošība ($\geqslant$ 10 kārtīgā), ko ņem par pamatu skaitliskiem spriegumu datiem.

Tekstilsiksnu aprēķins var notikt dažādā veidā. Tā kā siksnu īpašības atkarībā no fabrikacijas procesa un siksnas uzbūves ir ļoti dažādas, vislabāk rēķināt ar tabulām, kas dotas no attiecīgām fabrikām, un kurās parasti, atkarībā no *u* un dažreiz arī no skriemeļu

$\varnothing\varnothing$, doti σ_n kg/cm², vai $\frac{N}{b\,\delta}\frac{PS}{cm^2}$, vai $\frac{P}{b}$ kg/cm, vai $\frac{N}{b}\frac{PS}{cm}$ t. i.:

spriegumi, īpatnējās jaudas, spēki siksnas platuma vienībā, vai jaudas siksnas platuma vienībā, kas pēc fabriku ieskata pielaižamas. Ar tādām tabulām aprēķins izdarams ļoti ātri un viegli.

Ja tādu tabulu nav, var rēķināt ar to pašu AWF (37) formulu, ņemot tikai μ no (31a) vai (31b) formulas:

$\mu = 0{,}35 + 0{,}012\,u$ balata vai gumijas siksnai,
$\mu = 0{,}30 + 0{,}012\,u$ kokvilnas vai vilnas siksnai.

Kā vidējo σ_{max} vērtību varētu varbūt pieņemt: $\sigma_{max} \cong 25$ kg/cm².

Tā kā savienojumi šeit pa lielākai daļai izveidoti ar metalliskiem slēdžiem, nav ieteicams pielaist pārāk lielu ātrumu.

Hütte's 26. izd. 232. lpp. II sējumā, kā jau 294. lpp. minēts, ieteikts rēķināt, izejot no σ_{vid}, ar (36) formulu:

$$\sigma_n = (\sigma_{vid} - \sigma_f) \cdot \frac{2(m-1)}{(m+1)},$$

pie kam lielākas drošības dēļ ieteikts ņemt:

$$\frac{m-1}{m+1} \cong \frac{1}{3}.$$

σ_f noteikšanai no (15a) formulas:

$$\sigma_f = \frac{\gamma u^2}{10g}$$

kokvilnas un vilnas siksnām vidēji varētu ņemt: $\gamma \cong 1$, t. i. $\sigma_f \cong 0{,}0102\, u^2$ (kā ādas siksnām), bet balata un gumijas siksnām: $\gamma \cong 1{,}25...1{,}5$ (ar segplatēm lielāko skaitli).

Vidējo spriegumu vērtības varētu pieņemt apm.:

$\sigma_{vid} = 15...30$ kg/cm² kokvilnas siksnām,
$\sigma_{vid} = 10...30$ kg/cm² vilnas siksnām.

Daži praktiski dati par siksnu pārvadiem.

Ādas siksnu biezumi δ ir:

$\delta = 3...7$ mm, vidēji 4... 6 mm vienkāršām siksnām;
$\delta = 6...12$ mm, „ 8...10 mm dubultām „ ;
$\delta = 10...18$ mm, „ 12...15 mm trīskārtīgām „ .

Tekstilsiksnu biezumi ir ļoti dažādi, un izvēle šeit plaša: parastās robežas ir starp 5...18 mm, visvairāk 10...14 mm.

Siksnu ātrumi *u*, kā 289. lpp. redzējām, jāņem diezgan lieli ($u \cong 30...35$ m/sec., pēc citiem datiem vēl vairāk: līdz 45...50 m/sec), ja ar siksnu vēlamies pārnest maksimali iespējamās jaudas. Praktiski tik lieli ātrumi iespējami tikai lielos pārvados, jo tie prasa jau specialus skriemeļus (tērauda, dzelzs). Pie tam pārvada daļu izmēri parasti būtu par daudz neērti mazākām jaudām. Tādēļ par zinamu pieturas punktu varētu pieņemt:

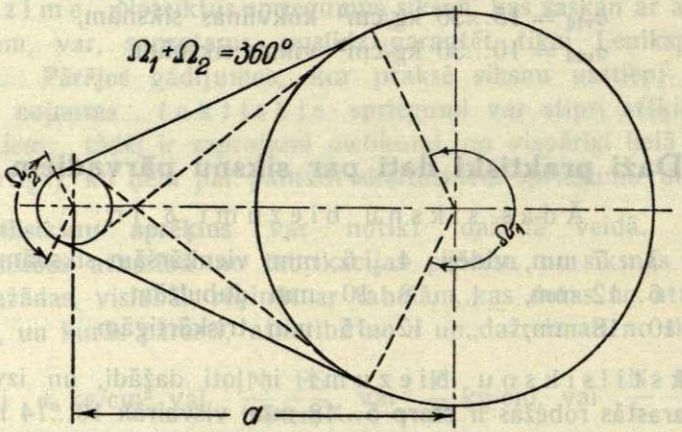
lieliem pārvadiem $u = 25...35$ m/sec (un vairāk);
vidējiem „ $u = 10...20$ „ ;
mazākiem „ $u = 5...10$ „ (un mazāk).

Pārvados, kas kalpo mazu vai specialu mašinu, piem., darba mašinu piedzīšanai, bieži jāpielaiž vēl daudz mazāki ātrumi, pat 1,5 m/sec un mazāk.

Attiecība $\frac{\delta}{D}$ vēlama pēc iespējas mazāka, lai dabūtu mazākus lieces spriegumus un virsmas spiedes (sk. 286. lpp.):

$$p = \frac{S'}{R\,b} = \frac{2\sigma' \cdot b\delta}{D \cdot b} = 2\sigma' \cdot \frac{\delta}{D}$$

un līdz ar to lielāku μ. Praksē mazākiem pārvadiem gan bieži jāpielaiž lielāki $\frac{\delta}{D}$, līdz $\sim \frac{1}{50}$; mazām darba mašīnām un elektromotoriem iet pat līdz $\sim \frac{1}{20} \cdots \frac{1}{25}$. Dubultsiksnām vienmēr jācenšas ņemt $\frac{\delta}{D} \leqslant \frac{1}{100}$. Tas sasniedzams, ņemot iespējami lielākus skriemeļu $\varnothing\varnothing$, bet mazām mašīnām — plānākas siksnas.



335. zīm.

Lieli skriemeļi ir sevišķi svarīgi tur, kur $i > 1$, jo tad stiepto siksnas daļu stipri loka uz mazākā skriemeļa.

Pārnesumu skaitli i normalos, atklātos pārvados (bez Leniksruļļa) vēlami $\frac{4}{1} \geqslant i \geqslant \frac{1}{5}$, labāk vēl mazāk, resp. vairāk. Sevišķi nevēlami ir lielāki pārnesumi no ātrās uz lēno gaitu, jo tad stiepto siksnas daļu spēji loka uz mazā dzinējskriemeļa.

Ja pārnesumi ir ļoti mazi, resp. lieli, tad aptveres leņķis mazajam skriemelim dažreiz ir pārāk mazs, [sk. (25) form. un 335. zīm.]; tāpat

palielinas virsmas spiede p, līdz ar ko krīt μ. Abu iespaidu dēļ siksna viegli šļūc, kādēļ pārnesamā jauda samazinas.

Krustotos un leņķu pārvados *i* jāņem iespējami tuvāks vienībai; citādi siksnas savērpšanās vietas piebīdas ļoti tuvi mazākam skriemelim, un tur siksnu ļoti neizdevīgi piepūlē.

Atstatumi starp skriemeļu asīm *a*. — Mēs jau agrāk aizrādijām, ka parastos pārvados nelieli ass atstatumi *a* ir ļoti nevēlami, jo tad spriegumi siksnā stipri mainas atkarībā no atmosferiskiem apstākļiem (261. lpp.); bez tam arī Ω_2 ir mazāks, sk. (25) formulu. Tādēļ tur daudz labāk lietot pārvadus ar Leniksruļļiem.

Dot tomēr kādu ieteicamu minimalu *a* normaliem pārvadiem gandrīz nav iespējams, jo šeit pārāk daudz atkarājas no apstākļiem, kādos pārvads strādā. Puslīdz pamatotas ir empiriskas formulas vai dati krustotu un leņķu pārvadu gadijumos, kādas savā vietā dotas 239., 242. un 243. lpp. Atklātiem pārvadiem turpretim starp atsevišķu autoru datiem gandrīz nekādas saskaņas atrast nevar; dažas formulas to rāda:

$$a_{min} = 20\ b;$$
$$a_{min} = D_{liel} + 80\ i\ cm;$$
$$a_{min} = D_1 + D_2 + 20\ cm;$$
$$a_{min} = 4\ D_{liel};$$
$$a_{min} = 1{,}8\ (D_1 + D_2) \quad \text{u. t. t.}$$

Sevišķos gadijumos, piem., triecienveida slodzei, a_{min} gan jāņem iespējami lielāks, lai ar nokaru svārstībām izlīdzinātu spriegumu maiņas; piem., ieteic: zāģu gateriem: $a_{min} = 6$ m; velmēšanas ruļļiem $a_{min} = 10$ m.

Vēl grūtāk runāt par kādu normalu vai maksimalu *a*. Maksimalu *a* vēl varētu saprast, jo ļoti lielu atstatumu (salīdzinot ar siksnas platumu) gadijumos, slodzei svārstoties, siksna pārāk šūpojas. Tādēļ šeit varbūt ieteicama kāda no apstākļiem atkarīga robeža. Bet kaut kādi noteiktā veidā doti normali atstatumi praksē būs reti ieturami un bez tam grūti definējami, jo siksnu darba apstākļi stipri atšķiras. Ir pārvadi, kas teicami strādā ar $a \cong 40$ m, ko lieliem pārvadiem varētu uzskatīt zinamā mērā par a_{max}; parasti gan *a* virs 15...20 m neņem. Orientēšanās dēļ varētu varbūt apmēram pieturēties pie šādiem datiem:

Siksnas platums	$b \leqslant 70$ mm	$\leqslant 150$ mm	$\leqslant 300$ mm	$\leqslant 800$ mm;
	$a = 1...7$ m	1,5... 15 m	3...20 m	4... 30 m;
Visieteicamākais	$a \cong 3...4$ m	5,5... 7 m	8... 9 m	10... 11 m.

Ass spiedieni A, kas vajadzīgi gultņu aprēķinam, teoretiski viegli noteicami: miera stāvoklī no (11) vai (11a) formulas:

$$A_v \cong 2\,S_v \quad (\text{ja } D_1 = D_2), \quad \text{resp.: } A_v \cong 2\,S_v \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}},$$

un darba gaitā no (20) vai (20a) formulas (lēnai gaitai), resp. vairāk vispārējās (23) vai (23a) formulas, kas derīga arī ātrai gaitai:

$$A_d \cong S_1' + S_2', \quad \text{resp.: } A_d = (S_1' + S_2') \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}};$$

šeit $(S_1' + S_2')$ dots ar (30b) formulu: $S_1' + S_2' = P \cdot \frac{m+1}{m-1}$ (ar $m = e^{\mu\Omega'}$).

Lietojot 268....277. lpp. aplūkotos grafiskos siksnas spriegumu izpētīšanas paņēmienus, varētu — ja tikai siksnas elastīgās īpašības zinamas — atrast sakarību starp S_v un S_1' ar S_2', un tādā veidā jautājumu pilnīgi atrisināt.

Praksē tāds ceļš gan neatmaksātos, jo vēlreiz jāatkārto, ka ārējo iespaidu un siksnas mainīgo īpašību dēļ nevar galvot par saskaņu starp faktiskiem un aprēķinātiem spriegumiem siksnā. Drīzāk otrādi: jādomā, ka tie ļoti reti sakritīs.

Funkcija $\frac{m+1}{m-1}$ (30b) formulā samazinas līdz ar u. Tā apmēram līdzinas (ar $\Omega' = 180°$):

Robežvērtība, ja	u = 0	m/sec	$\frac{m+1}{m-1} \cong < 3$;
„	u = 3	„	„ $\cong 2{,}5$;
„	u = 10	„	„ $\cong 2{,}0$;
„	u = 25	„	„ $\cong 1{,}5$;
„	u = 40	„	„ $\cong 1{,}25$.

Piezīme. Lielākas funkcijas $\frac{m+1}{m-1}$ vērtības — līdz apm. 4...4,2 — mēs dabūtu tikai ļoti maziem ātrumiem u un leņķiem Ω', kas būtu ievērojami mazāki par 180°. Bet ja mēs tādos gadijumos aprēķinātu A_d [no (23a) formulas], tad negatīvais loceklis zem sakņu zīmes savukārt samazinātu A_d.

Ievērojot nupat atrastās $\frac{m+1}{m-1}$ skaitliskās vērtības, mēs nākam pie slēdziena, ka: ja mēs praksē rēķinam vienkārši ar $A_d \cong (3...5)\,P$, ņemot pēdējo vērtību jaunai siksnai (kas vēl stiepjas, un ko tādēļ pa-

rasti uzvelk ar ievērojami lielāku priekšspriegumu nekā vajadzigs) un vārīgiem gultņiem (piem., lodīšu tipa), tad praktiskā gultņu aprēķina prasības droši vien pilnīgi apmierinātas.

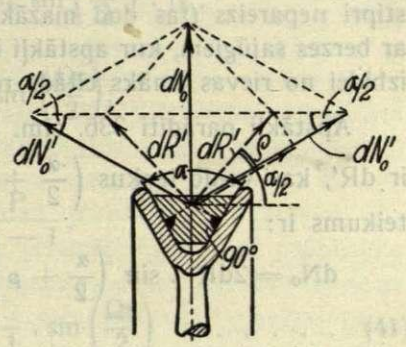
Speciali pārvadi mazam asu atstatumam vai ļoti lielam (resp. mazam) pārnesuma skaitlim.

Kā mēs jau atkārtoti runājām, tādi pārvadi ar normalu siksnu ir ļoti neizdevīgi mazā aptvēruma leņķa un (ja a ir mazs) stipri mainīgo spriegumu dēļ, kas spiež palielināt priekšspriegumus.

Šīs neērtības var novērst divējādi, kā to rāda (19) un (24) formulas $P = S_1' - S_2'$ un $S_1' = S_2' e^{\mu\Omega'}$:

1) palielinot μ un izvēloties siksnas materialu, uz kuru ārējie apstākļi atstāj mazu iespaidu, un

2) mākslīgi palielinot aptveres leņķi, kas, kā zinam, it sevišķi vajadzīgs mazajam skriemelim [sk. (25) formulu].



336. zīm.

Pēc pirmā principa darbojas **pārvadi ar ķīļveida gumijsiksnām**, par kurām mēs 228. lpp. jau runājām. Šīs siksnas pieskaras skriemeļiem citādi nekā parastās plakanās siksnas, proti — to slīpās sānu virsmas piegulstas attiecīgi izveidotām skriemeļu rievu virsmām (336. zīm.). Ar to μ fiktivi palielinas līdz μ_{fikt} līdzīgi tam, kā to savā vietā redzējām, aplūkojot skrūves ar trijstūrainu vītnes profilu. To viegli pierādīt: 279. lpp. mēs atradām skriemeļa radialo reakciju dN_0 (tur tā bija nosaukta par normalreakciju) uz siksnas elementu ar centralo leņķi $d\varphi$: $dN_0 = S' \cdot d\varphi$. Šeit dN_0 būs divu normalreakciju dN_0' rezultante radialā virzienā (sk. 336. zīm.), proti:

$$dN_0 = 2\,dN_0' \cdot \sin\frac{\alpha}{2}, \qquad \text{vai:} \qquad dN_0' = \frac{dN_0}{2\sin\frac{\alpha}{2}}.$$

Berzes pretestība ir šeit:

$$\mu \cdot 2dN_0' = \frac{\mu \cdot dN_0}{\sin\frac{\alpha}{2}} \geqslant dS',$$

bet plakanās siksnas gadijumā mēs atradām vienkārši: $\mu dN_o \geqslant dS'$ (jo, kā 279. lpp. redzējām, berzes pretestībai jālīdzsvaro brīvā spēka pieaugums).

Apzīmējot:

$$\frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}} = \mu_{fikt},$$

arī šeit mēs dabūjam formali tādu pašu izteiksmi kā plakanās siksnas gadijumā:

$$\mu_{fikt} \cdot dN_o \geqslant dS'$$

ar itin kā palielinātu berzes koeficientu. Piem., praksē lietojamiem leņķiem $\alpha = 28°$, 35°, 40° dabūjam attiecīgi: $\mu_{fikt} \cong 4{,}1\,\mu$, $3{,}3\,\mu$, $2{,}9\,\mu$, t. i. ievērojamu palielinājumu.

Lietderības reizulis tādiem pārvadiem, pat ja a ļoti neliels un i ievērojams, tādēļ sasniedz 0,97...0,985 (Kutzbach).

Piezīme. Patlaban literaturā vēl bieži sastopamais μ_{fikt} aprēķins, ievērojot pretestību siksnas iebīdei rievā, laikam ir stipri nepareizs (tas dod mazākas vērtības); to rādijuši mēģinājumi ar berzes sajūgiem, kur apstākļi ir līdzīgi [šaubīgs jau ir tas, ka siksnas izbīdei no rievas iznāks citāds rezultats].

Apstākļi parādīti 336. zīm. ar raustītām līnijām; tagad reakcijas ir dR', kas veido leņķus $\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)$ [kur $\operatorname{tg}\rho = \mu$], un līdzsvara noteikums ir:

$$dN_o = 2dR' \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right), \quad \text{resp.:} \quad dR' = \frac{dN_o}{2\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}.$$

Berzes pretestību rada dR' normalkomponentes:

$$dR' \cdot \cos\rho = \frac{dN_o \cdot \cos\rho}{2\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)},$$

un kopējā berzes pretestība ir:

$$\frac{\mu \cdot 2\,dN_o \cdot \cos\rho}{2\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)} \geqslant dS',$$

vai:

$$dS' \leqslant \frac{\mu\,dN_o \cdot \cos\rho}{\sin\frac{\alpha}{2}\cos\rho + \cos\frac{\alpha}{2}\sin\rho} = \frac{\mu \cdot dN_o}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}.$$

Tādēļ:

$$\mu_{\text{fikt}} = \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2} + \mu\cos\frac{\alpha}{2}}.$$

Uz aptveres leņķa Ω palielināšanas principa pamata darbojas **pārvadi ar spīlruļļiem jeb Leniksruļļiem,** par kuriem mēs 218. lpp. un 261. lpp. jau runājām. Turpat mēs arī jau devām sakarību starp spēkiem miera stāvoklī. Skaidrs, ka tādā pašā veidā var atrast arī sakarību starp stiepes spēku siksnā darba gaitā S_2' un nepieciešamo slodzi G (sk. 337. zīm.):

Ruļļa reakcija ir:

$$Q = 2\,S_2'\sin\left(\frac{\Omega r}{2}\right).$$

Tālāk, sviras līdzsvara noteikums ir:

$$G \cdot r_g = Q \cdot r_\theta = 2\,S_2'\sin\left(\frac{\Omega r}{2}\right) \cdot r_\theta,$$

vai:

$$G = 2\frac{r_\theta}{r_g}\,S_2'\sin\left(\frac{\Omega r}{2}\right);$$

tā kā no (30) formulas:

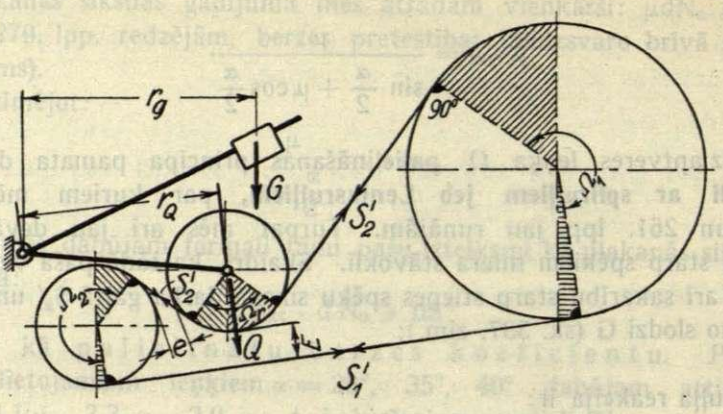
$$S_2' = \frac{P}{m-1},$$

atrodam:

$$G = 2\frac{r_\theta}{r_g}\cdot\frac{P}{m-1}\cdot\sin\left(\frac{\Omega r}{2}\right) \quad \ldots\ldots \quad (41)$$

Svaru G izveido pārbīdamu, resp. atsperi — regulējamu, lai mainot r_g, varētu ieregulēt vajadzīgo S_2'. Tādēļ parasti nebūs vajadzības ievērot Leniksruļļa un sviru pašsvaru; principā, saprotams, to vienmēr var darīt.

Lai G iznāktu mazāks un galvenokārt, lai aptveres leņķi iznāktu lielāki, Leniksu vienmēr novieto siksnas vaļējā daļā (kur nokare lielāka, un $S_2' < S_1'$), un pie tam tuvāk mazākam skriemelim, lai pēc iespējas palielinātu tā aptveres leņķi Ω_2, kas atklātos pārvados ir mazāks par 180° (sk. 280. lpp.). Ar Leniksu to var sasniegt tikpat lielu kā Ω_1 (vai pat lielāku), pie kam abu skriemeļu Ω palielinas (stiprāk tas, kuram Lenikss ir tuvāks).



337. zīm.

337. zīm. rāda, ka pretstatā parastam atklātam pārvadam, kurā $\Omega_1+\Omega_2 = 360°$, šeit mēs dabūjam lielāku leņķu summu, proti (tā kā vienādi svītrotie leņķi skicē ir vienādi):

$$\Omega_1 + \Omega_2 = 360° + \Omega_r,$$

kur Ω_r ir Leniksruļļa aptveres leņķis. Par šā leņķa vērtību tā tad palielinas darba skriemeļu aptveres leņķu summa.

Ω šeit viegli sasniedz 210...240° un dažreiz pat vairāk. Jo lielāks ir *i*, jo tuvāk Lenikss jāpiebīda mazākam skriemelim, lai palielinātu Ω_2; tomēr jāatstāj maza rezerve, lai siksna eventuali neiespīlētos. Varbūt varētu pieņemt (337. zīm.): $e_{min} \cong 25...30$ mm (sastopamas arī empiriskas formulas *e* noteikšanai). Ja tāds minimals atstatums e ir vajadzīgs, tad ieteicams novietot sviras asi pēc iespējas tuvāk (bieži tas pat sakrīt!) mazā skriemeļa asij, lai nesamazinot *e*, Leniksrullis varētu brīvi šūpoties, slodzei svārstoties. Slodzei pieaugot, siksna izstiepjas stieptā daļā; tādēļ vaļējā daļā, kur $S_2' \cong$ const, nokare palielinas, un rullis iet uz leju, palielinot Ω abiem, bet it sevišķi mazajam skriemelim. Līdz ar to automatiski pieaug arī pielaižamā attiecība $\frac{S_1'}{S_2'} = m = e^{\mu\Omega'}$; jāgādā tikai, lai šajā ruļļa automatiskā regulēšanas kustībā e pārāk nesamazinātos, ko sasniedz ar pareizu Leniksa sviras ass novietošanu (t. i. iespējami tuvāk mazā skriemeļa asij); to vienmēr ieteicams izpētīt ar skici. Tāpat jāgādā, lai nenotiktu saskaršanās ar siksnas stiepto daļu; maksimalās slodzes gadijumā: $E_{min} \geq 25...50$ mm (337. zīm.)

Leniksruļļa caurmēru ieteicams ņemt ne pārāk mazu, jo šeit siksnu neizdevīgi loka pretējā virzienā. Vēlams, lai vispārīgi maksimali pielaižamo attiecību $\frac{\delta}{D}$ arī šeit ieturētu: parastām siksnām $\frac{\delta}{D_{rull}} \leqslant \frac{1}{100}$, mīkstām siksnām $\leqslant \frac{1}{60} \cdots \frac{1}{40}$, chromādai pat $\leqslant \frac{1}{30} \cdots \frac{1}{25}$ vajadzības gadijumā. Vispārīgi Leniksa caurmērs mazos pārvados ($D_{maz} \leqslant 300$ mm) būs apmēram tāds pats kā D_{maz} (mazākā skriemeļa ⌀). Lielākiem D_{maz} ruļļa ⌀ parasti būs mazāks, kamēr sasniegs kādus (50...75 %) D_{maz}, ja $D_{maz} \cong$ $\cong$ 700...800 mm.

Ruļļi un skriemeļi Lenikspārvados jāņem vāji noapaļoti vai pat cilindriski, lai samazinātu papildu spriegumus.

Siksnām jābūt pēc iespējas ļoti mīkstām, vienādām un gludām; parastie metalliskie slēdži kā arī savienojumi, kas lokali palielina siksnas biezumu, nav noderīgi. Vislabāk lietot līmētas siksnas (resp. bezgalīgas tekstilsiksnas bez savienojumiem).

Ļoti svārstīgu slodžu gadijumos Leniksruļļi stipri lēkā siksnas pēkšņo pagarinājumu un saīsinājumu dēļ un gadijumā sviru ar atsvaru līdz ar Leniksrulli pavisam pārmet uz otro pusi. Šeit svārstību samazināšanai ieteicams lietot specialas eļļas bremzes vai arī atsperes slogu vietā.

Lenikspārvadu trūkumi: 1) Siksnu loka lieku reizi uz Leniksruļļa un pie tam ļoti neizdevīgā pretējā virzienā.

2) Leniksa pretestība ir papildu zaudējums, kas gan labi izbalansētā konstrukcijā ir mazs, un ar uzviju atsvērts vēlāk aplūkojamiem ieguvumiem.

3) Ierīce dārgāka par parasto: jāņem ļoti laba, mīksta, vienmērīga siksna, jāizveido ļoti rūpīgs savienojums; tam pievienojas Leniksa izmaksa un uzturēšanas izdevumi.

Lenikspārvada priekšrocības: 1) Spriegumus siksnā var ieregulēt plašās robežās ar pārstādamo atsvaru resp. pievelkamo atsperi. Tādēļ var noteikti zināt un ieregulēt visizdevīgākās, resp. katrā gadijumā minimali vajadzīgās spriegumu vērtības. Piem., ilgstošā miera stāvoklī var pavisam atslogot siksnu; vajadzības gadijumā var stipri pārslogot pārvadu uz īsāku laiku u. t. t.

2) Skriemeļu aptveres leņķi — it sevišķi mazā skriemeļa — ir stipri palielināti; pie tam tie vēl automatiski palielinas darbā, slodzei pieaugot. Siksna pati itin kā ieregulējas resp. pielāgojas slodzei. Šo

apstākļu dēļ var pielaist daudz lielākas attiecības starp spēkiem stieptā un vaļējā daļā: $\frac{S_1'}{S_2'} = e^{\mu\Omega'}$ nekā parastos pārvados. Citiem vārdiem, var samazināt S_2' tam pašam $P = S_1' - S_2'$ līdz pat $S_2' = 0{,}1\,P$, kas dod, acīmredzot, $S_1' = 1{,}1\,P$, un $\frac{S_1'}{S_2'} = 11$. Vērtības 6...8 bieži sastopamas. Turpretim atklātos pārvados bez Leniksa spriegumu nenoteiktības dēļ bieži jārēķinas ar skaitli tikai ap 2 vai pat mazāk. Bet ar S_2' arī vajadzīgais $S_1' = P + S_2'$ samazinas.

Tādēļ Lenikspārvados var iztikt ar mazākiem spriegumiem nekā parastos pārvados, resp. var pārnest lielākas jaudas ar tādiem pašiem spriegumiem.

3) Tā kā mazā skriemeļa aptveres leņķi šeit lieli, var pielaist pārnesumus i līdz $\frac{1}{10} \cdots \frac{1}{15}$ (ir lietots pat $\frac{1}{25}$), resp. pretējās vērtības. Parastos pārvados tādi skaitļi nav iespējami.

4) Var pielaist ļoti mazus ass atstatumus starp skriemeļiem a; patiesībā vajadzīgs tikai tik daudz, lai starp skriemeļiem varētu ievietot Leniksu. Jāsaka pat, ka mazi a ir visizdevīgākie Leniksruļļu lietošanai, jo tad a b u skriemeļu Ω palielinas ievērojamā mērā. Tomēr arī vertikalos vai stāvos pārvados ar lielākiem asu atstatumiem, kas normali, kā redzējām, strādā, ļoti neizdevīgi, Leniksruļļi (kaut varbūt mazākā mērā) ļoti noderīgi, jo šeit garantēti n o t e i k t i spriegumi, kas ir gandrīz neatkarīgi no ārējiem apstākļiem.

5) Slodzei mainoties, automatiskās Ω ieregulēšanas dēļ šļūkšanas zaudējumi ir ļoti mazi; tādēļ η ir augsts ikkatrai slodzei.

6) Ā r ē j o a p s t ā k ļ u (mitruma, temperaturas) maiņas, tāpat arī s i k s n a s p ē c s t i e p š a n ā s g a n d r ī z n e m a i n a s p r i e g u m u s s i k s n ā; tādēļ šeit var lietot vieglākus gultņus un vārpstas. Siksna arī mazāk cieš, kaut gan tā darbojas ar divkāršu locīšanu; tāpat atkrīt vajadzība pēc biežākas pāršūšanas. Beidzot siksnas montaža arī vieglāka, jo tā nav jāizdara, siksnai atrodoties stieptā stāvoklī.

Zaudējumi siksnas pārvadā; lietderības reizulis.

Kā ikkatrā mechanismā, tā arī siksnas pārvadā zināma enerģijas daļa mums praktiski iet zudumā. No enerģetiskā viedokļa lieta ir gan citāda: enerģija kā tāda nepazūd, bet tikai no kinetiskās enerģijas veida pāriet siltuma enerģijā, kas š e i t no p r a k t i s k ā viedokļa

ir bezvērtīga, un tādēļ uzskatama par zaudējumu. Tikai tā lieta jāsaprot ne tikai šajā gadijumā, bet arī vispārīgi mašinu technikā.

Praksē zaudējumu apmēru noteikšanai mēs pa lielākai daļai lietojam t. s. lietderības reizuļus η, ko vispārīgi definējam kā attiecību starp iegūto un patērēto enerģiju resp. jaudu:

$$\eta = \frac{\text{iegūtā enerģija}}{\text{patērētā enerģija}} = \frac{\text{iegūtā jauda}}{\text{patērētā jauda}}.$$

Siksnas pārvada gadijumā patērētā jauda būs dzinējvārpstas jauda N_1, bet iegūtā jauda dzītās vārpstas jauda N_2, kas par zaudējumu summu ΣZ būs mazāka par N_1, proti:

$$N_2 = N_1 - \Sigma Z \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (42)$$

Siksnas pārvada (arī ikkatra cita pārvada) lietderības reizulis tā tad būs:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_1 - \Sigma Z}{N_1} = 1 - \frac{\Sigma Z}{N_1} \quad \ldots\ldots \quad (43)$$

Acīmredzot, η ir arvien < 1.

Var, kā to bieži dara, izteikt η arī %, reizinot tā vērtību ar 100.

Aplūkosim īsumā atsevišķos zaudējumus siksnas pārvadā, no kuriem atkarājas to summa ΣZ; līdz ar to būs iespējama arī η novērtēšana.

Ērtības labad zaudējumus var sadalīt divās grupās, saskaņā ar vispārīgo jaudas formulu $N = c \cdot P \cdot u$, kur c ir skaitlisks koeficients [sk. (2) formulu]:

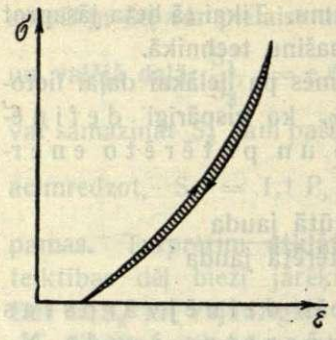
1) spēka *P* zaudējumos un 2) ātruma *u* zaudējumos.

1) Spēka zaudējumu cēloņi ir:
   a) siksnas iekšējā berze (histereze);
   b) ārējā adhezija starp siksnu un skriemeli;
   c) gaisa pretestība siksnas un skriemeļu kustībām;
   d) gultņu berze (starp rēdzi un gultni).

2) Ātruma zaudējumu cēloņi ir:
   e) elastīgā slīde starp siksnu un skriemeli;
   f) siksnas eventuālā šļūkšana.

Piezīmes.

Pie a. 224. lpp. mēs jau atzīmējām, ka atslogošanas laikā siksnas σ-ε līkne iet pa citu ceļu, nekā slogošanas laikā, un ka zināma deformacija paliek (sk. 268. zīm.). Ar laiku, saprotams, iestāsies zinams līdzsvara stāvoklis, un paliks tikai σ-ε līknes cilp-



338. zīm.

veida raksturs (338. zīm.). Laukums zem σ-ε līknes, kā zināms, izteic relatīvās deformacijas darbu; tā kā līkne veido ciklu, atslogošanā iegūtais darbs ir mazāks par slogošanā patērēto. Diference — t. i. cikla līknes ieslēgtais laukums — pārvēršas siltumā (iekšējā berze!) un uzskatams par zaudētu. Šāds zaudējums spriegumu maiņas un locīšanas dēļ radīsies pārvadā, acīmredzot, ikreizes, kad siksna apskries skriemeļus.

Siksnas mainīgo īpašību dēļ zaudējuma skaitliskās vērtības diezgan grūti dot. Cik tālu šie zaudējumi izpētīti, ir iegūti norādījumi, ka tie relativi samazinas, pieaugot siksnas spriegumiem un skriemeļu ⌀⌀, kāds rezultats arī sagaidams: lieces spriegumi samazinas, pieaugot skriemeļu ⌀⌀, un spriegumu maiņas lielāku σ gadijumā krīt relativi mazāk svarā. Piem., dotas šādas empiriskas formulas relativam spriegumu (resp. spēku) zaudējumam Z_a%: ādas siksnai:

$$Z_a = \frac{\sigma_{zaud} \cdot 100}{\sigma_{vid}} \cong 13 \left(\frac{\delta}{D}\right)^{1,7} \cdot \frac{100}{\sqrt{\sigma_{vid}}} \%,$$

un tekstilsiksnai (bez gumijvielu impregnējuma):

$$Z_a = \frac{\sigma_{zaud} \cdot 100}{\sigma_{vid}} \cong 13{,}5 \left(\frac{\delta}{D}\right)^{1,35} \cdot \frac{100}{\sqrt{\sigma_{vid}}} \%,$$

kur

$$\sigma_{vid} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$$

ir vidējais kopējais spriegums siksnā.

P i e **b**. Ārējā adhezija starp siksnu un skriemeļa virsmu var būt ļoti dažāda. Gludām un sausām skriemeļu un siksnas virsmām tā var būt pavisam neievērojama; tā turpretim var būt diezgan liela, ja lieto dažādas stipri sveķainas ziedes, kā to praksē, diemžēl, bieži dara.

Pie šīs pašas zaudējumu kategorijas varētu pieskaitīt dažādas citas pretestības, ko sastop siksna: piem., eventualo atloku pretestību (tos gan, kā 238. lpp. minēts, bez vajadzības nelieto), tāpat izslēdzēju dakšu pretestību. Ķīļsiksnu pārvados bez tam siksna var iespīlēties rievā, kas prasa lieku spēku tās izraušanai.

Skaitliskās vērtības vai formulas, saprotams, visos šajos gadījumos gandrīz nav iespējams dot, jo šīs pretestības pilnīgi atkarājas no ikreizējiem apstākļiem.

P i e **c.** Gaisa pretestība maziem ātrumiem u vispārīgi nav ievērojama, turpretim gan lielākiem u (virs 20...30 m/sec), jo tā pieaug apmēram proporcionali ātruma kvadratam. Noteiktas vērtības arī šeit grūti dot, jo zaudējumi atkarājas no siksnas virsmas stāvokļa un no skriemeļu konstrukcijas (ar vai bez spieķiem u. t. t.). Piem., dota šāda empiriska formula:

$$Z_c = \frac{L \cdot (0{,}1\ u)^2}{16 \cdot \sigma_n \cdot \delta}\ \%,$$

kur: L m ir siksnas garums;
u m/sec — siksnas ātrums;
σ_n kg/cm²— lietderīgais spriegums;
δ cm — siksnas biezums.

[Ja u =40 m/sec, L=15 m, δ=1 cm, σ_n=15 kg/cm², tad $Z_c \cong 1\ \%$;
ja u =20 m/sec, L=15 m, δ=1 cm, σ_n=15 kg/cm², tad $Z_c \cong 0{,}25\ \%$.]

Kā redzams, zaudējums relativi samazinas ar L un it sevišķi ar u samazināšanu, tāpat ar σ_n un δ palielināšanu.

P i e **d.** Gultņu berze viegli aprēķināma, ja zinams gultņu berzes koeficients μ_{gult} un ass spiediens A_d. Cik noteikti šie lielumi noteicami, tik pareizs būs aprēķinātais zaudējums. Par gultņu berzes koeficientiem runāsim turpmāk specialā nodaļā. A_d noteicams no (23) resp. (23a) un (30b) formulas, kā 300. lpp. minēts.

Apzīmējot, kā agrāk, aploces spēku ar P, dzinējskriemeļa radiju ar R_1, dzinēja un dzītās vārpstu rēdžu radijus ar r_1 un r_2 un leņķu ātrumus ar ω_1 un ω_2, varam atrast berzes jaudu N_{berze} no vispārējās (2a) formulas:

$$N_{berze} = \frac{M_{berze} \cdot \omega}{75} = \frac{P_{berze} \cdot r \cdot \omega}{75} \quad \text{ar} \quad P_{berze} = A_d \cdot \mu.$$

Mēs dabūjam, acīmredzot, kopā:

$$N_{berze} \cong \frac{A_d \cdot \mu}{75} \cdot (r_1\,\omega_1 + r_2\,\omega_2),$$

kas ar vispārīgāko ass spiediena formulu (sk. 300. lpp.):

$$A_d = P \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}}$$

dod:

$$N_{berze} \cong \frac{P\mu}{75} \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}} \cdot (r_1 \omega_1 + r_2 \omega_2).$$

Pārvadā ievadītā (patērētā) jauda N_1 būs (atskaitot zaudējumus dzinējvārpstas gultņos):

$$N_1 \cong \frac{P \cdot R_1 \cdot \omega_1}{75}.$$

Relativais zaudējums Z_d% ir tādēļ:

$$Z_d = \frac{N_{berze} \cdot 100}{N_1} \cong$$

$$\cong \frac{\mu}{R_1} \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sqrt{1 - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a^2}} \cdot \left(r_1 + r_2 \cdot \frac{1}{i}\right) \cdot 100\ \%.$$

Ja montaža un eļļošana ir laba, tad Z_d var būt pavisam mazs. Praksē gan parasti jārēķinas ar lielākiem skaitļiem; drošības labad varētu skaitīt slīdes gultņiem (sk. turpmāk) apm. 2...5% atkarībā no apstākļiem, un velšanās gultņiem varbūt 1...2% (pilnai slodzei). Ja montaža un apkalpošana mazāk rūpīga, skaitļi var būt dažreiz ievērojami augstāki.

P i e **e** un **f**. Par elastīgās slīdes relativo zaudējumu Ψ mēs jau runājām 283. lpp. un redzējām, ka tas ir n e n o v ē r š a m s. Novēršama turpretim pa lielākai daļai būs siksnas šļūkšana (buksēšana) pa skriemeļiem. Tas varbūt mazākā mērā attiecas uz parastiem atklātiem pārvadiem, kur spriegumi dažreiz grūti ieturami un kur tie mainas ārējo iespaidu dēļ; turpretim šis zaudējums gandrīz pilnīgi novēršams Lenikspārvados. Parastos pārvados tādēļ jārēķinas vispārīgi ar lielākiem zaudējumiem $Z_{e+f} \cong$ līdz 2...3%, Lenikspārvados turpretim ar $Z_{e+f} \cong$ līdz 1...1,5%.

Savelkot visus zaudējumus kopā, varētu a p m ē r a m rēķināties ar šādiem skaitļiem p i l n a i s l o d z e i:

Lielos, ļoti labi montētos un apkalpotos pārvados:

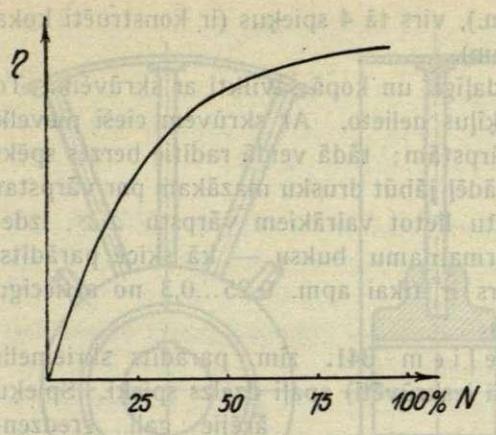
$\Sigma Z \cong$ 3...5%, resp. $\eta \cong 0{,}97...0{,}95$.

Transmisiju pārvados un mazākos pārvados parasti:

$\Sigma Z \cong$ 4...7%, resp. $\eta \cong 0{,}96...0{,}93$ (vai pat mazāk).

Lenikspārvados, kas labi montēti un apkalpoti (arī ķīļsiksnu pārvados):

$\Sigma Z \cong 1{,}5...5\%$, resp. $\eta \cong 0{,}985...0{,}95$.



339. zīm.

Minētie skaitļi attiecas uz p i l n u s l o d z i. Slodzei samazinoties, vispārīgi visiem pārvadiem (ne tikai siksnas!) η krīt, jo daži zaudējumi, piem., gultņu berze, gaisa pretestība, siksnas iekšējā berze, ārējā adhezija — citiem vārdiem: spēka zaudējumi — paliek vai nu apmēram tie paši, vai arī samazinas relativi daudz mazāk nekā slodze. Mazu slodžu gadijumā šie zaudējumi tādēļ iztaisa relativi daudz lielāku %.

Tukšgaitas laikā, kad lietderīgā slodze ir nulle, zaudējumi sastādīs, acīmredzot, visas 100%, un tādēļ $\eta = 0$.

Vislabāk attēlot apstākļus grafiski ar η - N līkni (339. zīm.), kas gandrīz visiem pārvadiem (vai vispārīgi mechanismiem) ceļas sākumā strauji, un tad arvien lēnāk (siksnas pārvadam līkne ceļas sākumā ievērojami stipri).

Siksnu skriemeļi.

Skriemeļu materiali ir: visvairāk ķ e t s — līdz u $\cong$ 25...30 m/sec. Lielākiem ātrumiem lieto: retāk t ē r a u d a l ē j u m u, bet pa lielākai daļai mīksto tēraudu resp. d z e l z i līdz ātrumiem apm. 50...60 m/sec. Mazākiem ātrumiem un sausām telpām ļoti bieži lieto arī k o k u, kas dod lētākus un vieglākus skriemeļus ar lielāku berzes koeficientu μ. Virs u $\geqslant$ 15 m/sec un mitrās telpās koka skriemeļus gan nevajadzētu lietot, kaut gan bieži tos lieto gandrīz visur ķeta skriemeļu vietā; to izturība ir, saprotams, daudz mazāka.

Skriemeļu k o n s t r u k c i j u ir vispārīgi daudz; tādēļ aplūkosim tikai dažas visvairāk lietotās, un tuvākas ziņas dosim vienīgi par praksē svarīgākiem normalas konstrukcijas ķ e t a skriemeļiem.

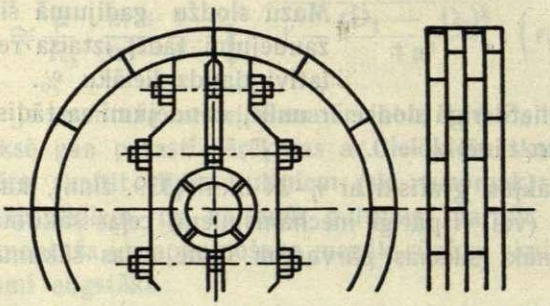
K o k a s k r i e m e ļ i veidoti no kopā salīmētiem, parasti 20... 25 mm bieziem, segmentveidā izzāģētiem dēļiem. Līdz ⌀ $\cong$ 250...300mm skriemelis ir cilindrisks ķermenis bez spieķiem; līdz ⌀ $\cong$ 900...1000mm

parasti ņem 2 spieķus (340. zīm.), virs tā 4 spieķus (ir konstruēti koka skriemeļi pat līdz ⌀ ≅ 8000 mm).

Šie skriemeļi ir arvien divdaļīgi un kopā savilkti ar skrūvēm. To noturēšanai uz vārpstas garenķīļus nelieto. Ar skrūvēm cieši pievelk skriemeļu urbumu sienas pie vārpstām; tādā veidā radītie berzes spēki pārnes momentus. Urbumam tādēļ jābūt drusku mazākam par vārpstas caurmēru. Lai skriemeli varētu lietot vairākiem vārpstu ⌀⌀, izdevīgākas ir konstrukcijas ar pārmainamu buksu — kā skicē parādīts.

Šādu koka skriemeļu svars ir tikai apm. 0,25...0,3 no attiecīgu dimensiju ķeta skriemeļu svara.

No dzelzs skriemeļiem 341. zīm. parādīts skriemelis ar ķeta rumbu, kurā ielieti (vai ieskrūvēti) apaļi dzelzs spieķi. Spieķu ārējie gali gredzenveidā paplašināti; pret gredzeniem atbalstas dzelzs vai tērauda skārda loks, ko notur ar iegremdētā veidā atkniedētiem spieķu galiem.



340. zīm.

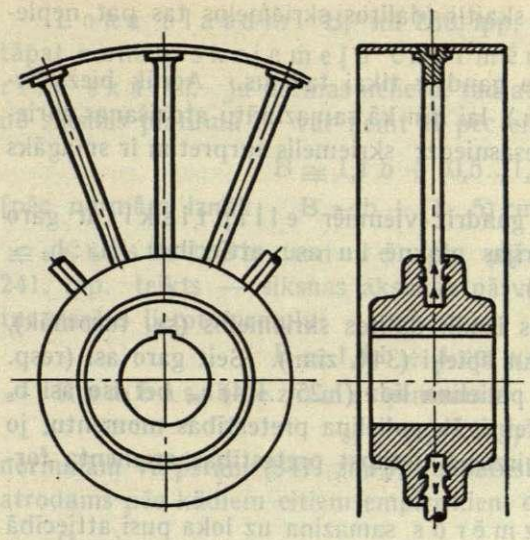
Salīdzinot ar ķeta skriemeļiem, šādi un līdzīgi skriemeļi ir ievērojami vieglāki un stiprāki; tādēļ tie lietojami lielākiem apločų ātrumiem. Sastopamas arī kniedētas skriemeļu konstrukcijas, kas izveidotas tikai no dzelzs; tālāk ievērojama, piem., SKF firmas konstrukcija, kas sastāv no ķeta rumbas un spieķiem, un no atsevišķa loka, kas izveidots no tērauda skārda un cieši uzstiepts spieķiem ar skrūvju palīdzību.

Ķeta skriemeļi ar mazu ⌀ (līdz 200...250 mm) bieži veidoti bez spieķiem (342. zīm.); rumba un loks (vainags) savienoti ar relativi plānas ripas palīdzību, kurā dažreiz izveido caurumus. Šī forma gan nav sevišķi izdevīga, jo, skriemelim pēc atliešanas atdziestot, materiālā rodas diezgan lieli spriegumi.

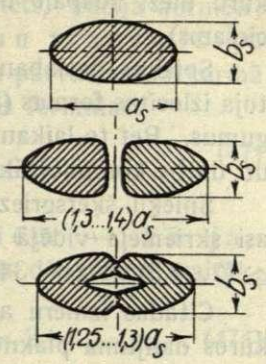
Lielākus skriemeļus izveido ar spieķiem (343. zīm.); tie ir vieglāki, un tajos atdzišanas spriegumi nav tik lieli.

Spieķu skaitu var ņemt pēc empiriskas formulas:

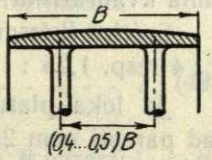
$$j \cong \frac{\sqrt{D_{mm}}}{6...7}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44)$$



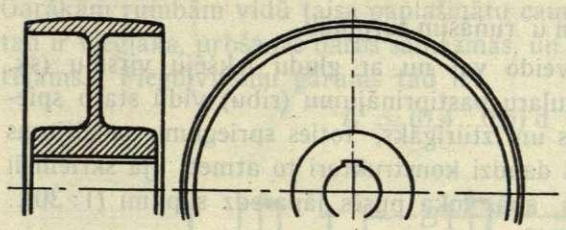
341. zīm.



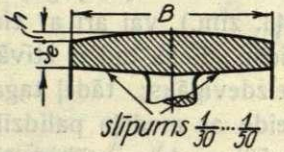
344. zīm.



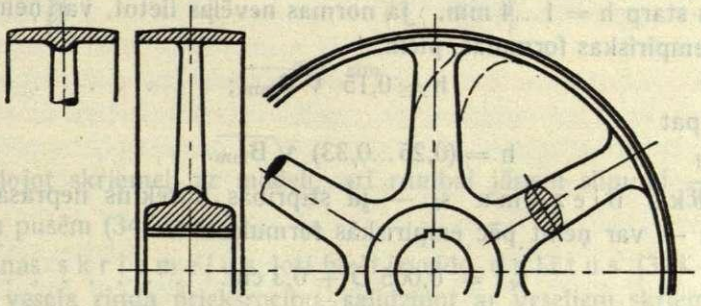
345. zīm.



342. zīm.



346. zīm.



343. zīm.

kuru bieži noapaļo uz pāra skaitli (dalītos skriemeļos tas pat nepieciešams).

Spieķus patlaban izveido gandrīz tikai taisnus. Agrāk bieži lietoja izlocītas formas (343. zīm.), lai itin kā samazinātu atdzišanas spriegumus. Bet to laikam gan nesasniedz; skriemelis turpretim ir smagāks un darbs komplicētāks.

Spieķu šķērsgriezumi ir gandrīz vienmēr e l l i p t i s k i ar garo asi skriemeļa vidējā simmetrijas plaknē un asu attiecību: $a_s : b_s \cong$ $\cong (2...2{,}5) : 1$ (sk. 344. zīm.).

Citādas izmēru attiecības iznāk dalītos skriemeļos (sk. turpmāk), kuros dalijuma plakne iet caur spieķi (344. zīm.). Šeit garo asi (resp. kopējo izmēru šajā virzienā) palielina līdz $(1{,}25...1{,}4)\, a_s$, bet īso asi b_s atstāj apm. to pašu (ar to efektivāk palielina pretestības momentu, jo garā ass resp. izmērs šajā virzienā ietilpst pretestības momenta formulā kvadratiskā veidā).

Spieķu šķērsgriezumu i z m ē r u s samazina uz loka pusi attiecībā 5 : 4 resp. 1,25 : 1 (353. zīm.).

Ja loka platums $B > 300...400$ mm (vai $B > 0{,}1\, D + 250$ mm), tad parasti ņem 2 s p i e ķ u r i n d a s a p m. $(0{,}4...0{,}5)\, B$ a t s t a t u m ā (345. zīm.).

Par spieķu a p r ē ķ i n u runāsim turpmāk.

L o k u (vainagu) izveido vai nu ar gludu iekšēju virsmu (sk. 343. zīm.), vai arī ar cirkularu pastiprinājumu (ribu) vidū starp spieķiem. Loks tad ir stīvāks un izturīgāks, toties spriegumu sadalijums neizdevīgāks; tādēļ tagad daudzi konstruktori to atmet. Ja skriemeli veido ar modeļa palīdzību, abās loka pusēs jāparedz slīpumi (1 : 30... 1 : 50) modeļa izvilkšanai (346. zīm.).

Kā savā vietā jau bija minēts (237. lpp.), loku ārējās virsmas bieži sferiski noapaļo, lai novērstu siksnas nokrišanu. Bija arī minēts, ka n o a p a ļ o j u m a a u g s t u m s h Vācijā ir normēts un svārstas robežās starp $h = 1...4$ mm. Ja normas nevēlas lietot, var ņemt h pēc kādas empiriskas formulas, piem.:

$$h \cong 0{,}15 \sqrt{B_{mm}}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad (45)$$

sastop pat

$$h = (0{,}25...0{,}33) \sqrt{B_{mm}}.$$

L o k a b i e z u m u s_l — ja stiprības aprēķins neprasa citādu vērtību — var ņemt pēc empiriskās formulas:

$$s_l = 0{,}005\, D + 0{,}3 \text{ cm}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

Par loka stiprības aprēķinu turpmāk.

Loka platumi B, kā 238. lpp. jau minēts, Vācijā normēti; tāpat normēti skriemeļu caurmēri D un transmisiju ritu skaiti. Ja normas nelieto, tad atklātiem pārvadiem, atkarībā no siksnas platuma b, var ņemt B pēc empiriskās formulas:

$$B \cong 1{,}1\ b + (0{,}5 \ldots 1{,}5)\ \text{cm} \quad \ldots\ldots\ (47)$$

[pēc normām iznāk: $B \cong b + (1 \ldots 5)$ cm].

Krustotiem un leņķa pārvadiem — kā jau 241. lpp. teikts — siksnas aksialās pārvietošanās dēļ jāņem vairāk; tur varētu lietot formulu:

$$B \cong 1{,}4\ b + 1\ \text{cm vai:}\ B = 2\ b \quad \ldots\ (47a)$$

Rumbas biezums ņemams:

$$s_r \cong (0{,}3 \ldots 0{,}5)\ d \quad \ldots\ldots\ (48)$$

normalām vārpstām (347. zīm.); neparasta izveidojuma vārpstām tas atrodams pēc kādiem citiem empiriskiem datiem vai formulām.

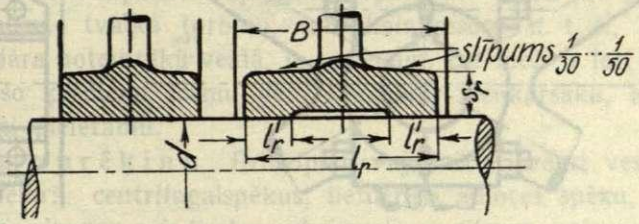
Rumbas garums ņemams:

$$l_r \cong (1{,}2 \ldots 2)\ d \quad \ldots\ldots\ (49)$$

kur d ir vārpstas ⌀.

Līdz $B \cong (1{,}2 \ldots 1{,}5)\ d$ bieži ņem $l_r = B$; lielākiem B parasti $l_r < B$. Garākām rumbām vidū taisa paplašinātu caurumu (347. zīm.). Rumba tad ir vieglāka, urbšanas darbs samazinas, un rumbas ķīlis vieglāk montējams. Pieguļvirsmu garums tad ir:

$$l_r' \cong (0{,}4 \ldots 0{,}5)\ d \quad \ldots\ldots\ (50)$$



347. zīm

Veidojot skriemeli ar modeli, arī rumbai jāņem slīpumi $\frac{1}{30} \ldots \frac{1}{50}$ uz abām pusēm (347. zīm.).

Siksnas skriemeļus ļoti bieži izveido dalītus (348. zīm.). Tiem ir vesela rinda priekšrocību, salīdzinot ar veseliem skriemeļiem, proti:

1) to montaža iespējama ikkatrā vietā, nenoņemot (piem., transmisijās) vārpstu;

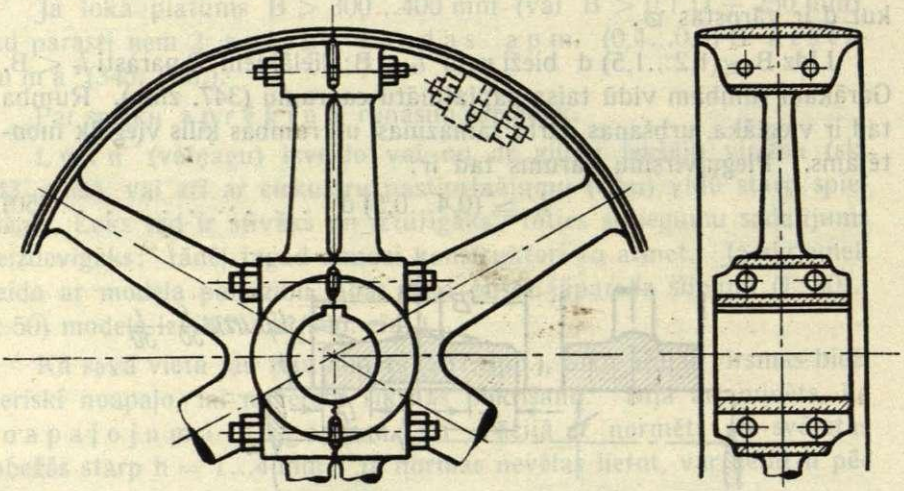
2) spriegumi, kas rodas materiālā pēc atdzišanas, daudz labāk iznīcinas;

3) transports ir vieglāks lielu ⌀ ⌀ gadijumā.

Skriemeļus var dalīt:

1) atlejot daļas atsevišķi; noēvelējot tad saskarvirsmas, saskrūvē daļas kopā. Siksnas skriemeļiem šādu paņēmienu reti lieto; tas vairāk piemērots ļoti smagiem spara ratiem, lieliem zobratiem, ģeneratoru rotoriem u. t. t.

2) atlejot daļas kopā, bet paredzot kādā dalijuma plaknē savienojumus, ko pēc skriemeļa atdzišanas spridzina ar ķīļiem. Daļas bez spridzināto virsmu apstrādāšanas savieno ar skrūvēm, dažreiz arī ar rumbai karstā stāvoklī uzvilktiem saraukšanas gredzeniem (ja, piem., vēlas tikai izlīdzināt spriegumus; tādā gadijumā loku var pat nemaz nespridzināt).



348. zīm.

Spridzinamos savienojumus ieteicams ņemt ⩽ 8 mm platuma, citādi tos grūti spridzināt un var bojāt skriemeli.

Siksnas skriemeļus ieteicams dalīt gar spieķi, kā parādīts 348. zīm. Daudz neizdevīgāki ir dalijumi starp spieķiem (kā skicē parādīts ar raustītām līnijām), jo šajās vietās rodas lieki centri-

fugalspēki, kas neizdevīgi piepūlē plāno loku (to var darīt virvju skriemeļos, kur loks ir solidāks).

S k r ū v e s, ar kurām savelk abas skriemeļu daļas, i e t e i c a m s novietot pēc iespējas tuvāk lokam un rumbai, lai samazinātu lieces spriegumus. Montažas iespējas, kā arī svara izlīdzināšanas dēļ ieteicamas dubultuzgriežņu skrūves, vismaz pie loka, kur tās parasti pat nepieciešamas (ja B > 120...150 mm, pie loka ieteicams ņemt 2 skrūves).

Pēc apstrādāšanas s k r i e m e ļ i rūpīgi j ā i z b a l a n s ē, citādi tie rausta vārpstu un bojā gultņus; it sevišķi tas nepieciešams lieliem *u*.

Skriemeļu stiprības aprēķini.

Skriemeļa kopējais stiprības aprēķins (t. i. visu tā daļu reizē), kāds principiali būtu vēlams, skriemeļa komplicētās formas dēļ, diemžēl, nav iespējams; jāaprobežojas ar a t s e v i š ķ o daļu: loka, spieķu, skrūvju u. t. t. aprēķiniem. Bet arī tad aprēķini stipri jāvienkāršo, kādēļ tie patiesībā ir diezgan problematiski. Ar to arī izskaidrojams lielais empirisko formulu skaits, ko skriemeļu dimensionēšanai lieto.

Principiali noteiktāki aprēķini gan būtu vēlami, jo skriemeļa eventuālā eksplozija bieži rada smagas un nepatīkamas sekas. Šādi aprēķini tomēr pat vienkāršotā veidā ir ļoti sarežģīti un arī nepilnīgi. Praksē tādēļ parasti lieto elementarus aprēķinus, pielaižot tikai ne pārāk augstus spriegumus, lai kompensētu aprēķinu nepilnības. Tikai ļoti ātrskrejošu mašinu, piem., tvaika turbinu, turbokompresoru u. t. t., daļu aprēķinus izdara noteiktākā veidā, jo spriegumi tur bieži ir ļoti lieli; bet tad rotējošo ķermeņu formu ņem iespējami vienkāršāku, aprēķinam kaut tuvīni pieietamu.

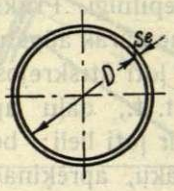
L o k a a p r ē ķ i n s. Principiali vajadzētu ievērot veselu rindu dažādu spēku: centrifugalspēkus, lietderīgo aploces spēku, ass spiedienu resp. virsmas spiedi starp skriemeli un siksnu, pašsvaru, inerces spēkus skriemelim ieskrienoties vai apstājoties un papildu centrifugalspēkus no dažādām liekām daļām: savienojumu izciļņiem, skrūvēm, izbalansēšanas ķermeņiem u. t. t. Visu to ievērot aprēķinā nebūtu praktiski iespējams; tādēļ aprēķinu vienkāršo: ievēro tajā tikai svarīgākos spēkus un pielaiž zemus spriegumus, lai iekalkulētu neaplūkoto spēku iespaidu. Tālāk cenšas reducēt līdz iespējamam minimumam dažādus eventualus papildu spēkus ar lietderīgu izveidojumu, labu apstrādāšanu (piem., ātrskrejošiem skriemeļiem ieteicams apstrādāt loku arī no iekšpuses) un izbalansēšanu.

Visvienkāršākais un laikam visvairāk lielotais loka aprēķina veids ir: pieņemt to par brīvi rotējošu gredzenu, pilnīgi ignorējot spieķu iespaidu. Tad loks atradīsies galvenokārt centrifugalspēku iespaidā. Ja loka biezums s_l (349. zīm.), salīdzinot ar skriemeļa D, ir mazs, kā tas gandrīz vienmēr ir siksnu skriemeļos, tad varam tuvīni pieņemt, ka lokā darbojas tikai stiepes spriegumi σ_l tangencialā virzienā, ko radijuši centrifugalspēki. Tos varam aprēķināt gluži tāpat, kā to 263. lpp. darijām siksnas gadijumā; tādēļ to šeit neatkārtosim. Rezultats bija (15a) formula:

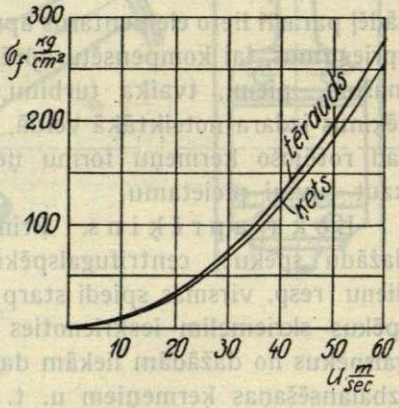
$$\sigma_l = \frac{\gamma\ (\mathrm{kg/dm^3})\ .\ u^2\ (\mathrm{m^2/sec^2})}{10\ g\ (\mathrm{m/sec^2})}\cdot$$

Arī šeit, saprotams, σ_l atkarājas vienīgi no materiala γ un u, bet ne no skriemeļa $\varnothing$ un loka izmēriem. Uzskatot loku par brīvi rotējošu gredzenu, tā izmēri tā tad nekrīt svarā resp. nav noteicami. Varētu vienīgi noteikt maksimalo ātrumu u_{max}, līdz kuram varētu iet, pieņemot kāda materiala σ_{adm} vērtību. Pieņemot, piem., parastam ķetam $\sigma_{adm} \cong 60...$ ...70 kg/cm², mēs no (15a) formulas dabūtu:

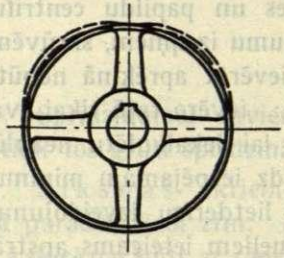
$$u_{max} = \sqrt{\frac{10\,g\,.\,\sigma_{adm}}{\gamma}} \cong 25\ ...\ 30\ \mathrm{m/sec.}$$



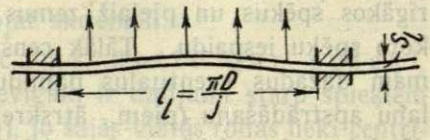
349. zīm.



350. zīm.



351. zīm.



352. zīm.

Kā jau 312. lpp. teikts, lielākiem u (līdz 50...60 m/sec) lieto tērauda lējumu vai dzelzi.

Diagrammā (350. zīm.) grafiski parādīts σ_l kā u funkcija (ķetam ar $\gamma = 7{,}25$ kg/dm³ un tēraudam ar $\gamma = 7{,}85$ kg/dm³).

Patiesībā loku nedrīkst uzskatīt par brīvi rotējošu gredzenu, jo tādam σ_l iespaidā būtu vienmērīgi jāizplešas, paturot apaļo formu, bet spieķi to neatļauj. Loka forma tādēļ top neapaļa, kā parādīts 351. zīm. augšā.

Jautājumu varētu aplūkot drusku noteiktāk, proti — reizē loka un spieķu deformacijas; tas dod statiski nenoteiktu problemu, kas ar pietiekošu vienkāršojumu palīdzību vismaz tuvīni atrisināma. Ļoti atbildīgiem skriemeļiem vai sparu ratiem (it sevišķi lieliem u) tāds ceļš būtu arī ieteicams. Parastajiem siksnu skriemeļiem tas būtu tomēr par daudz sarežģīts ceļš, kas gandrīz neatmaksātos. Tādēļ, kā 314. lpp. teicām, loku parasti izveido pēc empiriskām formulām vai normām un, ja izmērus vēlas kontrolēt, ievērojami vienkāršo uzdevumu.

Var, piem., relativi plānu loku gadijumā (kādi gandrīz vienmēr ir siksnu skriemeļiem) uzskatīt loka daļu starp 2 spieķiem par taisnu siju ar 2 iespīlētiem galiem (bieziem lokiem izliekums gan jāievēro) un aprēķināt to liecei, neievērojot pārējo loka daļu iespaidus (352. zīm.).

Pieņemot, ka centrifugalspēku radītā kopējā slodze C ir vienmērīgi sadalīta pa visu sijas garumu $l_1 \cong \frac{\pi D}{j}$, mēs dabūjam maksimalo lieces momentu (virs balsta): $M_{max} = \frac{C \cdot l_1}{12}$.

Bet: $C \cong \frac{2 m \cdot u^2}{D}$ (kur D ir skriemeļa caurmērs); loka daļas masa m būs:

$$m = \frac{l_1 \cdot s_l \cdot B \cdot \gamma}{g} = \frac{\pi D \cdot s_l \cdot B \cdot \gamma}{j \cdot g}$$

(kur B ir loka platums, γ — materiala īpatnējais svars un j — spieķu skaits).

Atrodam:

$$C = \frac{2\pi \cdot D \cdot s_l \cdot B \cdot \gamma \cdot u^2}{D j \cdot g}$$

un

$$M_{max} = \frac{\pi^2 \cdot D \cdot s_l \cdot B \cdot \gamma \cdot u^2}{6 j^2 \cdot g}.$$

Stiprības noteikums ir: $M_{max} = W \cdot \sigma'$, resp.:

$$\frac{B \cdot s_l^2 \cdot \sigma'}{6} = \frac{\pi^2 \cdot D \cdot s_l \cdot B \cdot \gamma \cdot u^2}{6\, j^2 \cdot g};$$

no šejienes atrodam loka biezumu:

$$s_l = \frac{\pi^2\, D\, \gamma\, u^2}{j^2 \cdot g \cdot \sigma'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

Šeit visi izmēri ir *cm, kg, sec;* ja, kā praksē parasts, ņemam *D cm*, γ *kg/dm²*., *u m/sec*, *g m/sec²* un σ' *kg/cm²*, tad formulas labajā daļā vēl jāieved koeficients:

$$\frac{10000}{1000 \cdot 100} = \frac{1}{10}.$$

Praktiskam aprēķinam tad dabūjam formulu:

$$s_l = \frac{\pi^2\, D\,(cm)\ \gamma\,(kg/dm^3)\ u^2\,(m/sec)^2}{10\ j^2\, g\,(m/sec^2)\ \sigma'\,(kg/cm^2)}\ cm \quad \ldots\ldots \quad (51a)$$

Pielaižot pat lielus σ' (tā kā M_{max} ir virs spieķa, varētu varbūt parastajam ķetam ņemt pat līdz $\sigma' = 500...750$ kg/cm²), mēs dabūtu lielāku *u* un *D* gadijumā siksnas skriemeļiem parasti nelietojamus s_l [sk. empirisko formulu (46)]. Formula tādēļ vairāk noder vienkāršai spara ratu, specialu smagu skriemeļu u. t. t. kontrolei.

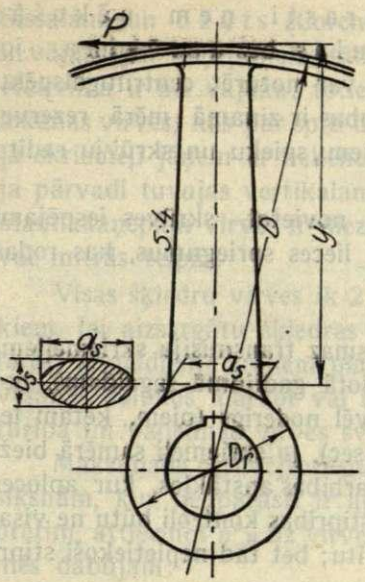
Spieķu aprēķins. Ari uz spieķiem faktiski iedarbojas vesela rinda spēku: aploces spēks, asu spiediena spēks (kas ļoga spieķus), loka un spieķa centrifugalspēki un inerces spēki. Aprēķina vienkāršošanai parasti ievēro tikai aploces spēku P, kas tiecas liekt spieķi. Tālāk iedomājas, ka ne visi spieķi reizē uzņem P, bet tikai $\frac{j}{3}$ ... $\left(\frac{j}{2}\right)$, tādēļ ka siksna neaptver reizē visus spieķus, bet tikai apm. pusaploci vai pat mazāk.

Lieces aprēķins elliptiskam spieķim (353. zīm.). Stiprības nolīdzinājums (pieņemot, ka reizē darbojas $\frac{j}{3}$ spieķi) ir:

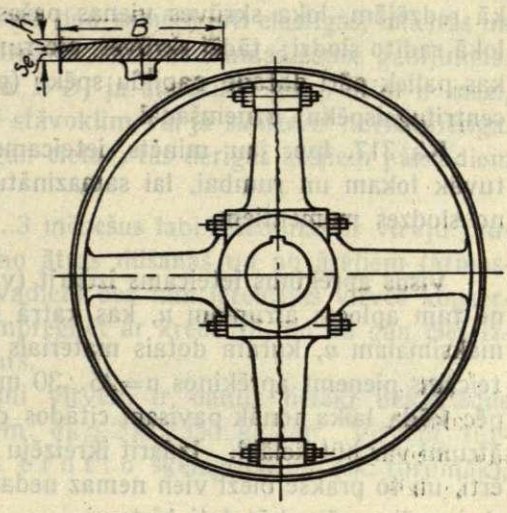
$$P \cdot y = \frac{j}{3} \cdot \frac{\pi\, a_s^2 \cdot b_s}{32} \cdot \sigma'.$$

Attiecība: $\frac{b_s}{a_s} = \frac{1}{2{,}5...2}$ (sk. 314. lpp.); ievietojot dabūjam:

$$P \cdot y = \frac{j}{3} \cdot \frac{\pi \cdot a_s^3}{32\ (2{,}5...2)} \cdot \sigma' \quad \ldots\ldots \quad (52)$$



353. zīm.



354. zīm.

Šeit, kā skice rāda: $y \cong \frac{D-D_r}{2}$, resp. tas noteicams no zīmējuma.

σ' parastajam ķetam var pielaist: $\sigma'=100...150$ kg/cm²; var arī lietot formulu: $\sigma'=300-0{,}125\,u^2$ kg/cm² [Hütte's 26. izd. II sēj., 241. lpp. ķetam pielaiž arī līdz: $\sigma'=300$ kg/cm²].

Aprēķins skrūvēm, kas savieno skriemeļu daļas (354. zīm.), notiek dažādi (ievērojot centrifugalspēkus, berzi u. t. t.). Tā kā skrūves vienmēr iebūvē ar lielu rezervi, pietiek izvēlēties kādu vienkāršāku aprēķina veidu, piem., ievērojot vienīgi centrifugalspēkus. Iedomāsimies, ka tikai ārējās skrūves (pie loka) uzņem centrifugalspēku lokā radīto spriegumu rezultanti. Tad skrūvju (kas atrodas vienā vietā) kopējā aksialspēka ΣQ_{skr} noteikšanas nolīdzinājums ir [ar (15a) formulu]:

$$\Sigma Q_{skr} = \sigma_t \cdot F_{loka} \cong$$

$$\cong \frac{\gamma\ (\text{kg/dm}^3) \cdot u^2(\text{m/sec}^2) \cdot B\left(s_l + \frac{h}{2}\right)}{10\ g\ (\text{m/sec}^2)} \quad \ldots \quad (53)$$

Pieņemot skrūvju skaitu, noteicam skrūvju dimensijas, kā agrāk bija aizrādīts skrūvju nodaļā. Ja $B>120...150$ mm, pie loka ieteicamas 2 skrūves; ja B ir vēl lielāki, jāņem dažreiz arī 3 un 4 skrūves pēc vajadzības.

Skrūves pie rumbas parasti ņem nākošās resnākās pēc skrūvju tabulas bez aprēķina, jo, kā redzējām, loka skrūves vienas pašas var noturēt centrifugalspēku lokā radīto slodzi; tādēļ skrūves pie rumbas ir zinamā mērā rezerve, kas paliek pāri dažādu papildu spēku (piem., spieķu un skrūvju radīto centrifugalspēku) uzņemšanai.

Kā 317. lpp. jau minēts, ieteicams novietot skrūves iespējami tuvāk lokam un rumbai, lai samazinātu lieces spriegumus, kas rodas no slodzes momentiem.

Visus aprēķinus ieteicams izdarīt (vismaz transmisiju skriemeļiem) ne tam aploces ātrumam u, kas katrā dotā gadijumā sagaidams, bet maksimalam u, kuram dotais materials vēl noderīgs (piem., ķetam ieteicams pieņemt aprēķinos u=25...30 m/sec), jo skriemeļi samērā bieži pēc kāda laika nonāk pavisam citādos darbības apstākļos, kur aploces ātrumi var būt lielāki. Izdarīt ikreizēju stiprības kontroli būtu ne visai ērti, un to praksē bieži vien nemaz nedarītu; bet tad nepietiekoši stipri skriemeļi varētu būt ļoti bīstami.

Virvju pārvadi.

Virvju pārvadi ieteicami galvenokārt tur, kur jāpārnes lielas jaudas (līdz pat 5000...6000 PS) pa lielākiem asu atstatumiem, kur tā tad vajadzētu ļoti platas un garas siksnas, kuru cena ir relativi liela. Bez tam virvju pārvadi izdevīgi vēl tur, kur jauda no kopējā dzinēja jāsadala reizē pa vairākām vārpstām lielākos atstatumos.

Līdz $a \simeq 25...30$ m lieto kaņepāju vai kokvilnas virves kā elastīgo saiti starp vārpstām; lielākiem atstatumiem (50...100 m) agrāk bieži lietoja tērauda trosas. Jaunākā laikā šādus pārvadus gandrīz nemaz vairs nelieto, jo tādos atstatumos daudz izdevīgāk un ērtāk pārnest enerģiju ne mechaniskā, bet elektriskā ceļā; arī kaņepāju virvju pārvadus tā paša iemesla dēļ lieto arvien retāk, — tādēļ aplūkosim tos tikai īsumā.

Tā kā vispārējā teorija virvju pārvadiem ir, saprotams, tā pati kā siksnu pārvadiem, pietiks aprobežoties ar galveniem punktiem, kur abi pārvadi atšķiras praktiskā izveidojumā.

Virves. Virvju materiali ir: parastie kaņepāji (Cannabis sativa) un citi augi, kuru šķiedras tirdzniecībā bieži figurē ar kaņepāju nosaukumu: visvairāk manila kaņepāji (Musa textilis), retāk aloekaņepāji jeb sisalkaņepāji (Agave

Sissalana) un d ž ū t s (Corchorus); bez tam lieto k o k v i l n u. Džūts ir vājāks par kaņepājiem, tādēļ to maz lieto, kaut gan tā cena ir lētāka. Kokvilna ir arī vājāka; toties tā dod samērā ļoti elastīgas, mīkstas un lokanas virves, kas par spīti dārgākai cenai ieteicamas šādos gadījumos: ja skriemeļi jāņem ar nelieliem ⌀ ⌀, ja atstatumi starp asīm ir mazi, ja pārvadi tuvojas vertikalam stāvoklim, vai ja slodze ir nevienmērīga. Manilakaņepāju virves ir diezgan cietas; tās derīgas ārējiem pārvadiem vai mitrās telpās.

Visas šķiedru virves ik 2...3 mēnešus labi jāietauko ar virvju taukiem, lai aizsargātu šķiedras no ātras dilšanas un no ārējiem (atmosferas) iespaidiem; ārējiem pārvadiem bez tam ieteicams virves konservēšanas nolūkos darvot vai impregnēt ar kreozotu, no kā gan cieš izturība un palielinas virves svars.

Maksimalie grāvējspriegumi virvēm ir daudz lielāki nekā ādas siksnām, kur tie parasti ir apm: $\sigma_B \cong 200...350$ kg/cm². Virvēm, turpretim, attiecinot $\sigma°_B$ uz virves b r u t t o šķērsgriezumu (sk. turpmāk), mēs dabūjam:

kaņepāju virvēm	$\sigma°_B$	$\cong$ 800...900	kg/cm²;
džūta „	„	$\cong$ 400...500	„
kokvilnas „	„	$\cong$ 550...650	„

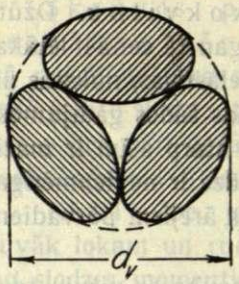
P i e z ī m e. Kaņepāju šķiedru n e t t o $\sigma_B \cong 4000...5000$ kg/cm² — ir augstāks nekā parastai dzelzij!

Virvju uzbūve ir dažāda; visvairāk lieto lētākās savītās virves. Šeit šķiedras savērptas diegos, ko sašķeterē auklās (licēs) un tad no auklām savij virvi, v i s v a i r ā k n o 3 a u k l ā m. Auklu skrūvveida stāvokļa dēļ virves šķērsgriezumā redzam 3 ellipsveida figuras (355. zīm.).

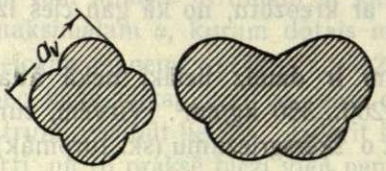
Savītās apaļās virves pērk un arī aprēķinos ieved pēc ārējā caurmēra d_v. Acīmredzot, viss šķērsgriezums $\frac{\pi \cdot d_v^2}{4}$ (b r u t t o šķērsgriezums) nav auklu piepildīts — vidēji tikai apm. 62%.

Bez savītām apaļām virvēm dabūjamas arī dārgākās, no auklām pītās virves ar trijstūrainu, kvadratisku, trapezveida (356. zīm.), sešun astoņstūrainu šķērsgriezumu. Visām pītām virvēm piemīt tās priekšrocības, ka tās netiecas atvērpties darbā, daudz mazāk stiepjas un ir ļoti lokanas; toties to cena ir ievērojami augsta.

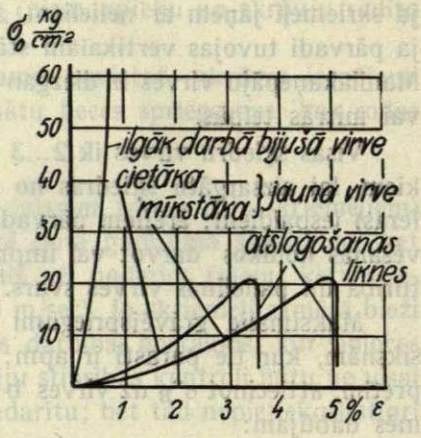
Virvju galu savienošana notiek gandrīz bez izņēmuma ar t. s. š p l e i s ē š a n a s palīdzību: virves nogriež 3...5 m garākas nekā teoretiski vajadzētu, atpin virvju galus, nogriež auklas nevienādā garumā (pakāpju veidā), un tad sapin diegus kopā tā, lai šķleisētās vie-



355. zīm.



356. zīm.



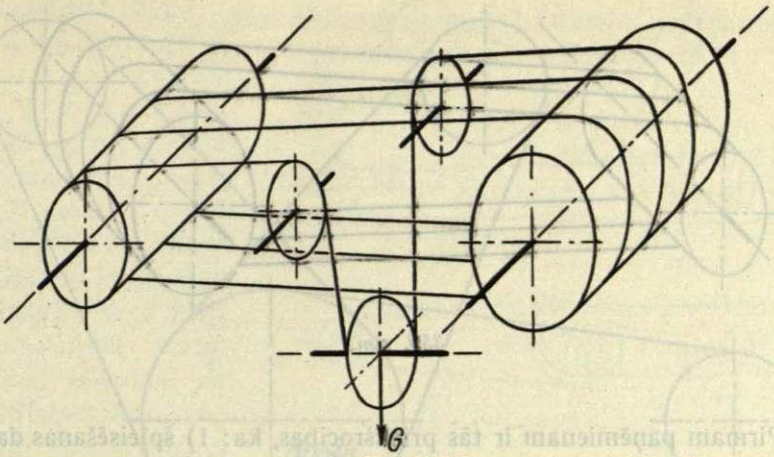
357. zīm.

tas resnums būtu tāds pats kā virvei citās vietās. Šis darbs nav viegls; tur vajadzīga sevišķa prasme un izveicība.

Virves dabūjamas dažāda caurmēra. Pārvados lieto virves ar d_v=25...55 mm, — visbiežāk 45 un 50 mm; mazāka caurmēra virves lieto tikai mazāk svarīgos pārvados, vai kur jāņem mazs skriemeļu caurmērs. Kvadratvirves dabūjamas ar ārējām malām a_v=25...55 mm (a_v var ņemt par 5 mm mazāku nekā līdzvērtīgas apaļas virves d_v).

Virvju elastīgās īpašības (atskaitot, saprotams, skaitliskās vērtības) ir apmēram līdzīgas ādas īpašībām (sk. 357. zīm.): arī virves neseko Hook'a likumam; arī šeit notiek pēcstiepšanās, un paliekošās deformacijas ir ļoti ievērojamas; arī šeit pēc atkārtotas stiepšanas un ilgāka darba virve paliek mazāk elastīga un pie tam daudz ievērojamākā veidā nekā ādas siksna (ilgi darbā bijušai siksnai ε ir apm. 2,5...3 reiz lielāks nekā tādai pašai virvei).

Ilgāku laiku darbā bijušās virves mazā elastība (salīdzinot ar ādas siksnu) spiež (kā jau 323. lpp. minēts) aizsargāt virvi no atmosferas iespaidiem ar periodisku ietaukošanu, ar ko reizē samazinas arī berze starp šķiedrām, un virve mazāk dilst. Pretējā gadījumā mainīgie atmosferas apstākļi radīs ļoti ievērojamas spriegumu maiņas virvē,



358. zīm.

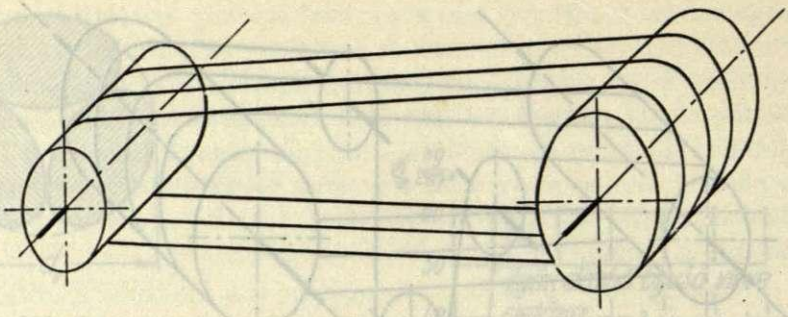
jo ārējie apstākļi stipri iespaido šķiedras. Darvošanai turpretim ir tikai konservēšanas raksturs.

Ievērojamā virves pēcstiepšanās prasa jaunas virves pamatīgu iepriekšēju izstiepšanu, iekams to uzliek uz skriemeļiem; citādi grūtais un dārgais špleisēšanas darbs drīzumā jāatkārto. Tā kā ar pēcstiepšanos tomēr jārēķinas, tad labi izžāvēto un stiepto jauno virvi saīsina par ~0,3...0,5 % no vajadzīgā aptveres garuma (lieliem *a* arī vairāk), iekams to uzliek uz skriemeļiem. Tas pirmā laikā var radīt ievērojamus spriegumu pieaugumus virvē, un līdz ar to lielus ass spiedienus *A*, ko tādēļ pieņem lielākus nekā siksnas pārvados: $A_{min} \geqslant 5$ P.

Virvju pārvadu iekārtojums. Gandrīz nekad nelieto vienu vienīgo virves cilpu ap skriemeļiem, bet vairākas parallelas. To var sasniegt divējādā veidā:

1) Ņemot vienu virvi un apliekot to vairākas reizes ap skriemeļiem (katru reizi, saprotams, citā rievā). Tā kā labas pēdējās daļas nevar tieši krustot virs pārējām virvēm (358. zīm.), tad piekombinē klāt vēl dažādas pārvešanas ierīces; skicē parādīti 2 vadruļļi un vidējs izlīdzināšanas rullis ar slogu vai atsperi (tā ceļš ir 2,5...3,5 % no virves garuma), ar kura palīdzību regulē spriegumus virvē. Ir arī citādi konstruētas ierīces, piem., ar vienu kombinētu vada un izlīdzināšanas rulli.

2) Ņemot vairākas atsevišķas sašpleisētas virves, kas strādā paralleli katra savā rievā (359. zīm.).



359. zīm.

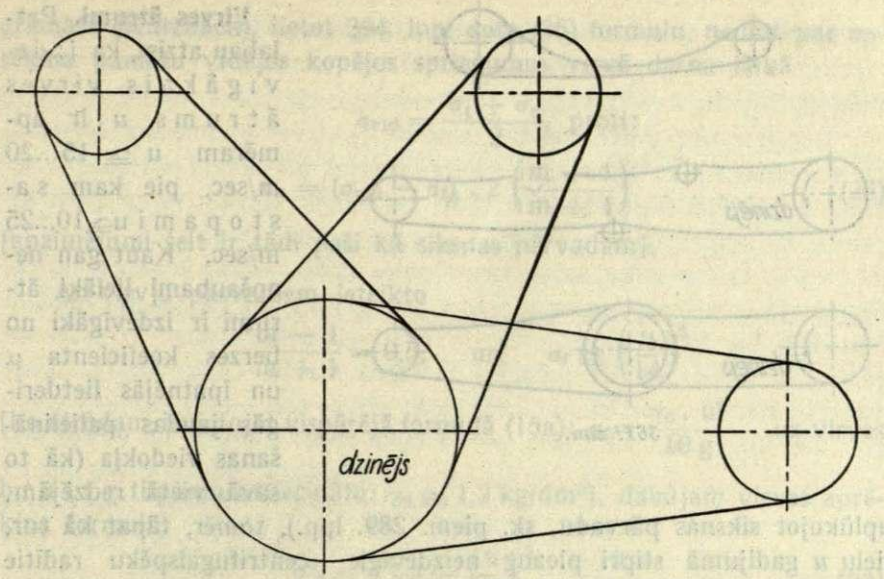
Pirmam paņēmienam ir tās priekšrocības, ka: 1) špleisēšanas darba ir daudz mazāk — tikai vienā vietā; 2) spriegumi virvē ieregulējami līdz vēlamam izdevīgākam apmēram, kādēļ virve mazāk cieš, un ass spiedieni ir mazāki; tādēļ gultņus, vārpstas un t. t. var ņemt vieglākus; 3) mitrums, temperatura un pēcstiepšanās neatstāj gandrīz nekādu iespaidu uz virves pārvada darbību.

Trūkumi ir šādi: 1) ja virve trūkst, tad pārvadam jāapstājas, — kurpretim pēc II paņēmiena, kaut arī ar lielākiem spriegumiem virvēs, pārvads var turpināt darbu, un 2) virvi vairāk loka un pie tam dažādos virzienos; tādēļ tā ātrāk bojājas (jāņem ļoti mīkstas, lokanas virves!). Vairāk tādēļ lieto II schemu ar vairākām virvēm.

Virvju pārvada priekšrocība ir tā, ka var reizē sadalīt enerģiju pa vairākām vārpstām no viena kopēja dzinēja, sk. 360. zīm.

Virvju pārvadi gandrīz vienmēr ir atklāti. Krustotus un leņķu pārvadus lieto ļoti reti, jo virves stiprāk cieš. Leņķu pārvados virvju novirzes leņķus neņem lielākus par 6...7°, lai skriemeļu rievu malas nebojātu virvi; kur tie ir lielāki, jāņem vadruļļi. Arī Leniksruļļus lieto virvju pārvadam ar vairākām parallelām virvēm pēc II schemas.

Visparastākais spriegumu radīšanas veids virvē tomēr ir pašsvars. Tā kā virves garums stipri mainas ārējo (atmosferas) apstākļu iespaidā (sk. 324. lpp.), un to ar praktizēto ietaukošanu pilnīgi novērst nevar, tad nav ieteicami pārvadi ar īsiem asu atstatumiem horizontalā virzienā (tā tad arī vertikali un stāvi pārvadi), kur vajadzētu radīt spriegumus galvenokārt vai vienīgi ar virvju ievērojamu saīsināšanu. Par minimalo ass atstatumu horizontalā virzienā varētu pieņemt:



360. zīm.

$a_{min} \cong 6...8$ m, resp. arī: $a_{min} = D_1 + D_2 + 3$ m.

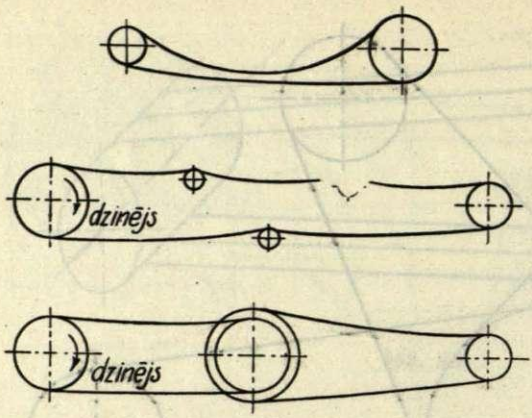
Spriegumu izlīdzināšanas nolūkā ir vislabāk, ja: $a \cong 10 ... 20$ m.

Par maksimalo atstatumu vienkāršam atklātam pārvadam varētu pieņemt: $a_{max} \cong 25...30$ m. Citādi vaļējās daļas nokare ir pārāk liela (darbā līdz 7...8 un pat 10% no *a*), kas var radīt neērtības: ja stieptā daļa ir apakšā, kā tas vēlams, tad vaļējā daļa var saskarties ar stiepto, kas nav pielaižams (361. zīm.). Ja vaļējā daļa ir apakšā, tad zem virvēm jāatstāj pietiekoši dziļa brīva vieta, kas praktiski ne vienmēr iespējams.

Ja $a > 25...30$ m, un tomēr vēlas lietot virvju pārvadu, tad nokares samazināšanai jālieto atbalstruļļi: vaļējai daļai ik pa 20...25 m, stieptai daļai divreiz (vai vairāk) retāk (361. zīm.). Var arī vienkāršā pārvada vietā ierīkot pārvadu virkni (361. zīm.).

Visu tādu ierīču lietderības reizuļi būs diezgan zemi; tādēļ patlaban tās gandrīz vienmēr atvieto ar elektrisko enerģijas pārnešanu.

Pārnesumu skaitļi virvju pārvadiem vēl vairāk nekā siksnu pārvadiem ieteicami iespējami tuvāki vienībai: pēc iespējas jaņem $i < 3 : 1$, resp. $> 1 : 3$), un tikai absolutās nepieciešamības gadijumā līdz 5 : 1, resp. 1 :5, ja ass atstatumi ir lieli.



361. zīm.

Virves ātrumi. Patlaban atzīst, ka izdevīgākais virves ātrums u ir apmēram $u \cong 15...20$ m/sec, pie kam sastopami $u \cong 10...25$ m/sec. Kaut gan neapšaubami lielāki ātrumi ir izdevīgāki no berzes koeficienta μ un īpatnējās lietderīgās jaudas palielināšanas viedokļa (kā to savā vietā redzējām, aplūkojot siksnas pārvadu, sk. piem. 289. lpp.), tomēr, tāpat kā tur, lielu u gadijumā stipri pieaug neizdevīgie centrifugalspēku radītie spriegumi σ_f. Tādēļ, tāpat kā siksnai, dabūsim optimalu ātrumu, kuram pastāvot pārnesīsim visvairāk jaudas. Tikai šeit apstākļi nav tik noteikti izpētīti, jo virves pārvads, kas ir gan ļoti vecs mechanisms, patlaban, kā teicām, savu laiku jau zinamā mērā pārdzīvojis un sevišķas intereses vairs nerada.

Attiecības $\frac{d_v}{D}$ — tāpat kā siksnai — lieces spriegumu un šķiedru dilšanas samazināšanas nolūkos [jo, virvei locoties, šķiedras slīd viena relativi pret otru] jāņem iespējami mazākas; pēc iespējas jāņem $\frac{d_v}{D} < \frac{1}{50}$, t. i., jālieto iespējami lielāki skriemeļi. Nepieciešamības gadijumā mīkstām, lokanām kaņepāju virvēm, kā arī pītām virvēm varētu ņemt līdz $\frac{d_v}{D} \leqslant \frac{1}{25} \cdots \frac{1}{30}$, kokvilnas virvēm — līdz: $\frac{d_v}{D} \leqslant \frac{1}{20}$.

Spēkus un spriegumus virvē varētu principiali izpētīt tāpat, kā mēs to darijām ar siksnu, t. i. grafiskā ceļā, lietojot virvju σ-ε un nokares līknes par pētijumu pamatu. Salīdzinot ar siksnas pārvadu, mainītos vienīgi skaitliskās vērtības, tādēļ tur sacīto neatkārtosim.

Arī **virvju aprēķinu** varētu principiali izdarīt tāpat kā siksnai (it īpaši tekstilsiksnai). Mēs varētu, piem., kā tas ieteikts Hütte's rokas

grāmatā (Kutzbach), lietot 294. lpp. doto (36) formulu, ņemot par aprēķina pamatu vidējos kopējos spriegumus virvē darba laikā

$$\sigma_{vid} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}, \text{ proti:}$$

$$\sigma_n = (\sigma_{vid} - \sigma_f) \cdot 2 \left(\frac{m-1}{m+1}\right) \quad \ldots\ldots \quad (36)$$

[apzīmējumi šeit ir tādi paši kā siksnas pārvadam].

Ar virvju pārvadiem ieteikto

$$\frac{m-1}{m+1} = 0{,}5, \quad \text{un} \quad \sigma_f \cong \left(\frac{u}{14}\right)^2$$

[ko atrodam, ievietojot vispārējā formulā (15a): $\sigma_f = \frac{\gamma_0 \cdot u^2}{10\,g}$ uz virves b r u t t o tilpumu attiecināto: $\gamma_0 \cong 1{,}2$ kg/dm³], dabūjam virves aprēķina formulu:

$$\sigma^\circ_n = \sigma^\circ_{vid} - \left(\frac{u}{14}\right)^2, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (54)$$

kur σ°_n un σ°_{vid} ir uz virves b r u t t o šķērsgriezumu $\frac{\pi d_v^2}{4}$ attiecinātie lietderīgais un vidējais spriegumi. Par σ°_{vid} vērtībām turpmāk.

Ja σ°_n ir noteikts, aprēķins ir ļoti vienkāršs: ar apļoces spēka $P = \frac{75\,N}{u}$ palīdzību, pieņemot virves ārējo caurmēru d_v, noteic virvju skaitu z no nolīdzinājuma:

$$P = \frac{75\,N}{u} = z \cdot \frac{\pi d_v^2}{4} \cdot \sigma^\circ_n \quad \ldots\ldots\ldots \quad (55)$$

Rezervei parasti vēl pieliek 1...3 virves atkarībā no apstākļiem un no z.

σ°_{vid} kaņepāju virvēm pielaiž relativi ļoti mazus: $\sigma^\circ_{vid} \cong 5 \ldots > 15$ kg/cm², atkarībā no apstākļiem. Parastos apstākļos varētu ņemt apm.:

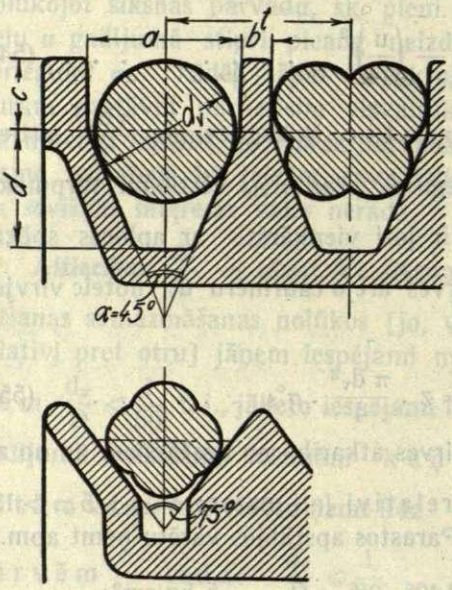
ja $\frac{d_v}{D} \leqslant \frac{1}{30}$ un $\Omega_{maz} \geqslant 140°$, $\sigma^\circ_{vid} \cong$ 5 kg/cm²;

„ $\frac{d_v}{D} \leqslant \frac{1}{50}$ „ „ $\cong 180°$, $\sigma^\circ_{vid} \cong 7 \ldots 10$ kg/cm².

Jo mazāks ir $\frac{d_v}{D}$, lielāks Ω, un virve mīkstāka un labāka, — jo lielākus pielaiž σ°_{vid}. Pārvados ar izlīdzināšanas ierīci vai Leniksrulli varētu pielaist apm. 25% vairāk, jo tur nav jābaidas no iespējamiem (sevišķi sākumā) spriegumiem, kas ir daudz lielāki par aprēķinātiem.

Salīdzinot ar siksnu, pielaižamie spriegumi ir tomēr relativi ļoti mazi, jo σ°_{B} virvēm taču ir apmēram 2...4 reizes lielāki nekā ādai (sk. 323. lpp.).

Bet šeit krīt svarā vairāki iemesli: 1) virves vājināšana špleisētā savienojuma vietā; 2) ar laiku virves, skrejot pa savām skriemeļu rievām, deformējas (saspiežas) un tādēļ guļ dziļāki rievās; tā kā grūti sagaidīt, ka deformacijas un iebīdes process noritēs vienādi visās virvēs, tad ar laiku dažas virves gulēs dziļāk, dažas augstāk, un tādēļ obligati notiks piespiesta virvju slīde rievās (nevienādu ceļu dēļ), kas bojās virves un radīs enerģijas zaudējumus; 3) grūti sagaidīt, ka vairākas paralleli darbīgas virvju cilpas (kā tas gandrīz vienmēr ir — arī vienas bezgalīgās virves gadijumā) pārnesīs enerģiju vienādi, jo tās, kā teikts, pirmā laikā stipri stiepjas, un virves biežāk pāršpleisēt ir par daudz neērti. Tādēļ dažas būs stiprāk slogotas, dažas turpretim vienkārši vilksies līdzi; dažas nokarāsies vairāk, dažas mazāk; dažas skries ātrāk, dažas lēnāk, jo tās gulēs dažādos dziļumos rievās, līdz ar ko tām jāslīd.



362. zīm.

Par **lietderības reizuļu** vērtībām literaturā sastopami dažādi, pa daļai pat pretrunīgi dati. Ar vienu virves cilpu varētu sasniegt diezgan augstus η, līdz η= 0,95...0,96. Pārvadiem ar vairākām virvēm parasti uzrāda apm.: η=0,90...0,92 (Kammerer); bet sastopami arī tikpat lieli η kā vienai virvei (Bonte), gan ar ļoti lielu σ^{0}_{n} — līdz 45 kg/cm². Domājams gan, ka par spīti daudz lielākam berzes koeficentam μ_{flkt} (starp virvi un rievu) nekā siksnas pārvadā, ievērojot augšā aprādītos apstākļus, lietderības reizulis virves pārvadam ar vairākām virvēm būs zemāks nekā siksnai; parastās robežās tam varētu būt apm.: η=0,9...0,95.

Virpju skriemeļi tikai ar loka formu atšķiras no siksnu skriemeļiem, jo šeit izveidotas rievas ar ķīļveida (izņemot vadrullus un Leniksus, kur rievu dibens apaļš) šķērsgriezumiem, kurās virves iespīlējas lielāka $\mu_{reikt} \cong \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha}{2}}$ sasniegšanai (līdzīgi ķīļsiksnām, sk. 202. lpp.). Ķīļu leņķis α normali ir: $\alpha=45°$, kvadratvirvei arī 75° (362. zīm.).

Normalās rievas Vācijā ir standartizētas (tās virpo pēc šablonas).

Piem.: ja $d_v = 45$, tad $t = 60$; $a = 50$; $b = 10$; $c = 22{,}5$; $d = 38$.
„ $d_v = 50$, „ $t = 65$; $a = 55$; $b = 10$; $c = 25$; $d = 42$.

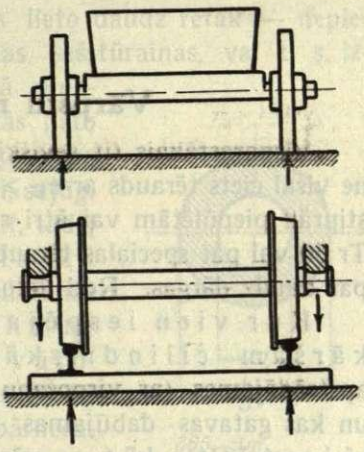
Ja B>400 mm, tad ņem 2 spieķu rindas (kā platākiem siksnu skriemeļiem).

VI. Transmisiju daļas: vārpstas un asis; sajūgi.

Vārpstas un asis.

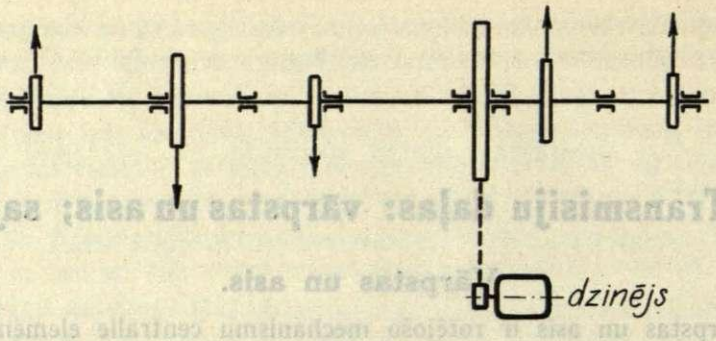
Vārpstas un asis ir rotējošo mechanismu centralie elementi, pie kuriem piestiprināti vai ap kuriem griežas rotacijas kustības radīšanai nepieciešamās mašinu daļas: skriemeļi, zobrati, trumuļi, riteņi, kloķi u. t. t. P a l i e l ā k a i d a ļ a i vārpstu un asu šķērsgriezumu f o r m a i r a p a ļ a, retākos gadijumos citāda, proti — četrstūraina, sešstūraina u. t. t. Atsevišķu stāvokli ieņem izlocītās k l o ķ u u n l e ņ ķ u v ā r p s t a s, kas nepieciešamas, piem., virzuļu mašīnu technikā.

Šādus centralus elementus pieņemts sadalīt 2 grupās: 1) A s ī s, uz kurām darbojas gandrīz vienīgi lieces momenti. Asis var nerotēt līdzi, kā, piem., braucamo ratu asis (363. zīm.), ap kuriem griežas riteņi. Bet tās var arī griezties līdzi, kā, piem., dzelzceļa vagona ass, uz kuras uzpresēti riteņi, un kas griežas gultņos (363. zīm.). Vērpes momenti asīs abos gadijumos ir samērā niecīgi — par cik iedarbojas relativi nelielā berzes pretestība; tādēļ tikai lieces momenti krīt svarā to aprēķinos. Sevišķas intereses šai grupai nav, tādēļ to tuvāk neaplūkosim.



363. zīm.

2) V ā r p s t ā s, uz kurām bez lieces momentiem iedarbojas vēl ievērojami vērpes momenti, un kuru galvenais uzdevums ir enerģijas pārnešana no vienas vietas uz otru, resp. no vienas mašindaļas uz otru; taisni šī vārpstu uzdevuma dēļ tajās arī rodas lielāki vērpes momenti. Kā spilgtu piemēru šeit varētu minēt t r a n s m i s i j a s v ā r p s t u, ko griež viens dzinējmotors un kas ar mechanisko enerģiju apgādā vairākas darba mašinas ar siksnu, virvju, zobratu u. t. t. pārvadu starpniecību.



364. zīm.

Tādas transmisiju vārpstas bieži ir ievērojami garas (dažus desmitus metru un vairāk) un balstas daudzos gultņos (364. zīm.). Gultņu reakcijas, pašsvars, siksnu resp. virvju stiepes spēki vai zobratu zobu spiedieni rada vārpstā gan arī lieces momentus; bet bez tam vārpstā iedarbojas vēl ievērojami vērpes momenti tādēļ, ka enerģiju pārnes no motora uz darba mašīnām.

Vārpstu materials un forma.

Visparastākais (it sevišķi transmisiju) vārpstu materials ir sīksts, ne visai ciets tērauds ar $\sigma_B \geqslant 4200$ kg/cm² (Tr 42). Atbildīgākām, piem., stiprāk piepūlētām vai ātri rotējošām mašinu vārpstām bieži lieto arī Tr 50 vai pat specialas tērauda šķirnes, kas parastām vajadzībām būtu par daudz dārgas. Reti lieto citus materialus, piem., ķetu, koku.

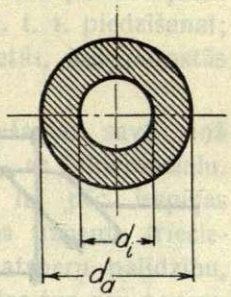
Kur vien iespējams, ieteicams iztikt ar vienkāršām cilindriskām vārpstu formām, kas viegli apstrādājamas (ar virpošanu, vajadzības gadijumā arī ar slīpēšanu), un kas gatavas dabūjamas tirgū līdz 7...8 m garumā, vai arī nepilnīgi apstrādātas, kā t. s. „vārpstu tērauds" (līdz 50 mm ⌀ virs 4...6 m garuma nav ieteicams iet, jo transportējot vārpstas var viegli salocīt). Gatavā vārpstā papildus tikai vēl izveidojamas vajadzības gadijumā ķīļu rievas frēzējot, ēvelējot vai izcērtot.

Transmisiju vārpstu caurmēri Vācijā normēti: no 25...60 mm ⌀⌀ intervalli ir 5 mm; no 60...110 mm — 10 mm; no 110...140 mm — 15 mm, un tālāk līdz 500 mm — 20 mm; pie šādiem ⌀⌀ vēlams pēc iespējas pieturēties.

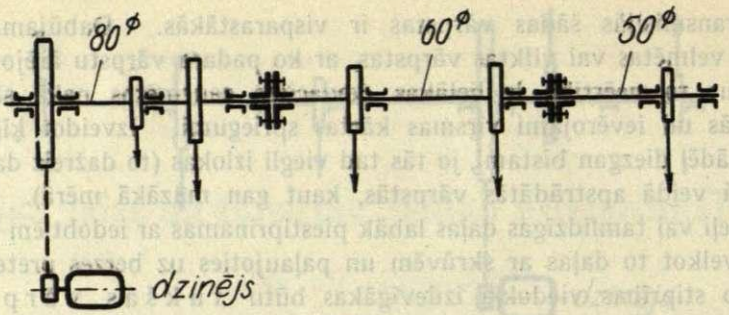
Transmisijās šādas vārpstas ir visparastākās. Dabūjamas arī auksti velmētas vai vilktas vārpstas, ar ko padara vārpstu ārējo kārtu blīvāku; to neērtība ir lielākas deviacijas caurmēros nekā slīpētās vārpstās un ievērojami virsmas kārtas spriegumi. Izveidot ķīļrievas tajās tādēļ diezgan bīstami, jo tās tad viegli izlokas (to dažreiz dara arī parastā veidā apstrādātās vārpstās, kaut gan mazākā mērā). Tādēļ skriemeļi vai tamlīdzīgas daļas labāk piestiprinamas ar iedobtiem ķīļiem vai savelkot to daļas ar skrūvēm un paļaujoties uz berzes pretestību.

No stiprības viedokļa izdevīgākas būtu tukšās vārpstas ar centralu urbumu (365. zīm.), kas ar vienādu svaru ir stiprākas. Izveidojot, piem., $d_i=0{,}5d_a$, pretestības moments, kā viegli izrēķināt, samazinas tikai par 4%, svars turpretim par 25%; ja $d_i=0{,}4d_a$, tad attiecīgie samazinājumi iztaisa ~2,6% un 16%. Diemžēl vārpstas ar centralu urbumu ir daudz dārgākas, un tādēļ tās lieto tikai vajadzības gadijumos, piem., mašinās, kur svars pēc iespējas jāsamazina; tālāk, ļoti ātrskrejošās vai vispārīgi atbildīgās mašinās, kur vajadzīga vārpstas materiala kontrole; vai gadijumos, kur tukšā vārpstā jāievieto cita koaksiala vārpsta vai tamlīdzīga daļa. Šajā gadijumā, ja stiprības aprēķins to pielaiž, izveido ārējo vārpstu dažreiz arī no apstrādātās caurules.

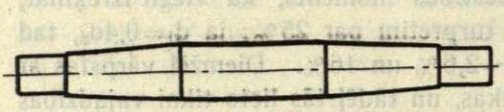
Neapaļas vārpstu formas lieto daudz retāk — nepieciešamības gadijumos, piem., četrstūrainas, sešstūrainas, vai t. s. izciļņu vārpstas. Par tām mēs savā vietā runājām, aplūkojot garenķīļus un ierievjus; tās lieto stipri piepūlētos mechanismos — it sevišķi, ja pa vārpstu aksialā virzienā jāpārbīda zobrati, sajūgi u. t. t. (šeit rievas iespaids vārpstā atkrīt, tādēļ to var ievērojami augstāk slogot). Īsāku vārpstu gadijumos jācenšas palētināšanas nolūkā (kā jau 334. lpp. teikts) iztikt ar viena caurmēra cilindriskām vārpstām kā mašinās, tā transmisijās. Garākās transmisiju vārpstās, kur pārnesamā enerģija nav viscaur vienāda (jo apkalpotās darba mašinas to pa daļām izlieto) un kas tik un tā jāsastāda no atsevišķiem posmiem ar sajūgu palīdzību (par sajūgiem turpmāk), posmus var ņemt ar dažādiem caurmēriem, piemērojoties aprēķinam (366. zīm.). Tad tikai vienas sajūga puses urbums jāizveido lielāks nekā normals, vai arī resnākā vārpstas posma gals jāapvirpo līdz tievākā posma caurmēram, lai varētu lietot normalu sajūgu.



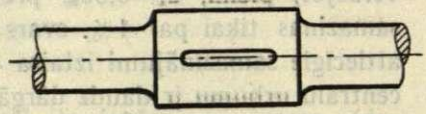
365. zīm.



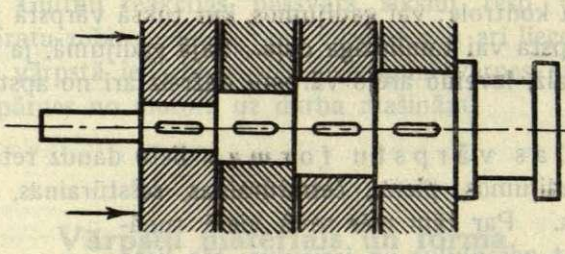
366. zīm.



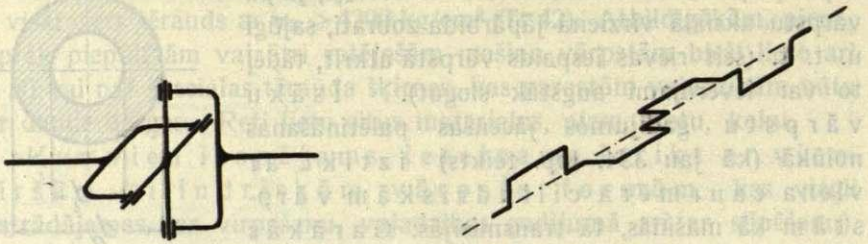
367. zīm.



368. zīm.

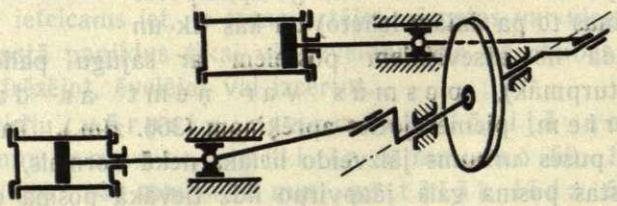


369. zīm.



370. zīm.

371. zīm.



372. zīm.

Mašinu vārpstas — it sevišķi lielāku, smagi slogotu, ātrskrejošu vai vispārīgi atbildīgāku mašinu vārpstas, vai kur uz vienas vārpstas jāuzvelk vairākas daļas — bieži jāizveido kā t. s. formvārpstas ar mainīgiem caurmēriem. Izveidojot tādas vārpstas kā apm. vienādas pretestības ķermeņus, var ievērojami samazināt vārpstu svaru; var, piem., izveidot galus tievākus, ja tur nav vērpes momentu (367. zīm.). Formvārpstās var arī kompensēt vājināšanu ķīļrievu dēļ, izveidojot šajās vietās vārpstu resnāku (368. zīm.). Kur uz vārpstas jāuzvelk vairākas precizi apstrādātas mašindaļas (piem., ripas tvaikturbinu rotoros), formvārpstas lietošana var būt pat nepieciešama (369. zīm.); citādi montaža būtu bieži pavisam neiespējama vai labākā gadijumā ļoti neērta un saistīta ar biežiem bojājumiem.

No konstruktivā viedokļa formvārpstām tā tad ir daudzas priekšrocības; diemžēl, tās ir ievērojami dārgākas par vienkāršām cilindriskām vārpstām, un tādēļ pēdējās jālieto, kur vien tas iespējams.

Pa lielākai daļai lieto cietas (resp. stīvas) vārpstas, t. i. tādas, kuru novirzīšanās no taisnās formas nekādā ziņā nav vēlama; šo formu tādēļ, kur tas vajadzīgs, visiem līdzekļiem cenšas tādu uzturēt. Specialos, retākos gadijumos tomēr vajadzīgs taisni pretējais, proti — lai vārpstas ass formu varētu mainīt pēc patikas; tādos gadijumos lieto lokanas vārpstas, kas parasti veidotas no vairākām koncentriskām elastīgu formstiepuļu spiraļu kārtām vai locekļiem. Tādas vārpstas diezgan plaši izplatītas, piem., mazāku pārvietojamu mechanisku darba rīku: urbju, slīpakmeņu, frēzīšu u. t. t. piedzīšanai; lokanās vārpstas atļauj piekļūt ar rīkiem tādās vietās, kur parastās darba mašinas neder.

Arī, piem., automobiļu konstrukcijās nepieciešamas savā ziņā lokanas vārpstas, proti — motora sajūgšanai ar diferencialu. Motors iebūvēts šasijā; diferencials turpretim, lai pēc iespējas samazinātu to automobiļa daļu svaru, kas spiestas uzņemt triecienus no ceļa nelīdzenumiem, savienots ar šasiju ar atsperu palīdzību, tā tad svārstas relativi pret motoru. Lokanas vārpstas tur gan neņem, bet cietas vārpstas ar universalsajūgu (kardanšarniru, sk. 370. zīm.), kas atļauj veidot savienoto vārpstu asīm mainīgu leņķi, netraucējot (patiesībā maz traucējot, sk. turpmāk) enerģijas pārnešanu.

Citas ziņas par kardanšarniru dotas turpmāk (sk. sajūgus).

Bez taisnām vārpstām mašinbūvniecībā vēl stipri izplatītas izlocītas leņķu vārpstas (371. zīm.) un kloķu vārpstas (ar lenķi vārpstas galā, 372. zīm.), ar kuru palīdzību un kloķu starpniecību virzes kustību pārvērš rotejošā kustībā vai otrādi. Šādas

vārpstas lieto, piem., tvaikmašīnās, iekšdegu dzinējos, pumpjos u. t. t. Mēs tās šeit kā specialu mechanismu daļas neaplūkosim. Aprobežosimies vienīgi ar taisnu transmisiju vārpstu aplūkošanu; tur sacīto, saprotams, var lielākā vai mazākā mērā attiecināt uz ikkatru taisnu vārpstu, ja tā tikai nestrādā pavisam specialos apstākļos.

Transmisiju vārpstu aprēķins.

Transmisiju vārpstu ritu skaits n Vācijā normēts starp n=25...1600. Ja lieto normas, tad pie tur dotiem skaitļiem pēc iespējas jāpieturas.

Apmēram varētu rēķināties ar šādām ritu skaitu robežām:

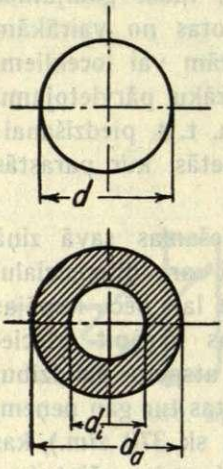
galvenās transmisijās un transmisijās smagu darba mašinu piedzīšanai . . . . . $n \cong 100...300$;

transmisijās vieglu darba mašinu piedzīšanai . $n \cong 150...500$;

blakus transmisijās . . . . . $n \cong 200...600$;

transmisijās koka apstrādāšanas mašinu piedzīšanai . . . . . $n \cong 250...600\ (...1000)$;

transmisijās tekstilmašinu piedzīšanai . . . $n \cong 300...800$.



373. zīm.

Iepriekšējo vārpstas stiprības aprēķinu izdara vērpei; vajadzības gadijumā kontrolē vārpstu vēl vērpei un liecei reizē.

Vērpes aprēķins.

(V. 3) formula 216. lpp. mums deva:

$$M_v = 71620 \frac{N}{n} \text{ kg cm},$$

t. i. lietderīgo vērpes momentu vārpstā atkarībā no jaudas un ritu skaita.

Pretestības momenti ir (sk. 373. zīm.):

pilnai vārpstai: $W = \frac{\pi d^3}{16}$;

tukšai vārpstai: $W = \frac{\pi}{16}\left(\frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}\right)$.

Aplūkojot tikai parasto — pilnās vārpstas — gadijumu, dabūjam stiprības nolīdzinājumu:

$$71620 \frac{N}{n} = \frac{\pi}{16} d^3 \cdot \tau' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

No šejienes atrodam vārpstas caurmēru:

$$d = \sqrt[3]{\frac{71620 \cdot 16}{\pi} \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{\tau'}},$$

resp.

$$d \cong \sqrt[3]{365000 \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{\tau'}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1a)$$

Ievietojot (1a) formulā dažādas τ' vērtības un izrēķinot koeficientus, atrodam:

1) ar $\tau' = 120$ kg/cm²:

$$d \cong 14{,}4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1b)$$

resp., izrēķinot M_v ar (V. 3) formulu:

$$M_v \cong 24\, d^3 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1c)$$

(1b) formulu visvairāk lieto transmisiju vārpstu caurmēru iepriekšējai noteikšanai. Tik zemi vērpes spriegumi pielaisti vairāku iemeslu dēļ: 1) ķīļu rievu dēļ spriegumi lokali var pieaugt līdz divkāršiem un vairāk; 2) lieces spriegumi nav ievēroti; 3) jāievēro vārpstas deformacijas iespaids (sk. turpmāk); 4) praktiski nekad nevar zināt, ko vēlākā laikā piekabinās transmisijai; pa lielākai daļai slodzi ar laiku palielina;

2) ar $\tau' \cong 215$ kg/cm²:

$$d \cong 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1d)$$

Arī šo formulu lieto relativi miksta tērauda transmisiju vārpstām, kuru slodzi turpmākā laikā nav paredzams ievērojamākā mērā palielināt;

3) ar $\tau' \cong 360$ kg/cm²

$$d \cong 10 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1e)$$

Šo formulu var lietot cietāka tērauda vārpstām bez rievām un bez lielākiem lieces momentiem; arī mašinu vārpstām tā ir noderīga.

Lieces spriegumi.

Ja apzīmējam maksimalo rezultējošo lieces momentu, kas iedarbojas vārpstā, ar $M_{l\,res\,max}$, tad pilnas cilindriskās vārpstas stiprības nolīdzinājums ir, acīmredzot:

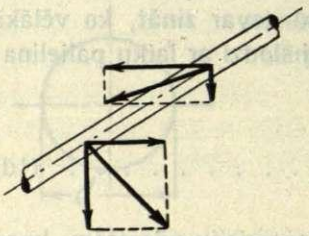
$$M_{l\,res\,max} = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot \sigma' \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Tukšās vārpstas gadijumā jāievieto attiecīgais

$$W = \frac{\pi}{32}\left(\frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}\right).$$

Formvārpstas gadijumā tādā pašā veidā, ar attiecīgiem l o k a l i e m M_{lres}, var noteikt vajadzigos d ikkatrā vietā, vai arī kontrolēt σ', ja d ir pieņemti.

L i e c e s m o m e n t i $M_{l\,res}$ atkarībā no dotiem apstākļiem atrodami pēc paņēmieniem, kas aplūkoti stiprības mācībā. Šeit tikai jāpiezīmē, ka transmisijas vārpsta (vispārīgi runājot — i k k a t r a vārpsta, kas balstīta vairāk nekā 2 gultņos) patiesībā ir statiski nenoteikta sistema, un ka tādēļ lieces momenti principā atrodami ar attiecīgiem paņēmieniem, piem., Clapeyron'a, Maxwell'a u. t. t. Visu šo paņēmienu trūkums ir tas, ka tie prasa (it sevišķi, ja aprēķinus izdara tīri analitiski) lielu rēķināšanas darbu. Ļoti svarīgām vārpstām, it sevišķi tādām, kurās sagaidami lieli lieces momenti, tas vēl būtu attaisnojams un arī ieteicams. Transmisiju vārpstām, turpretim, kur lieces momenti ir parasti s a m ē r ā mazi, šādam darbam nebūtu nozīmes, jo diference starp noteiktā un tuvinā aprēķina rezultatiem uzrādītu tikai dažas %. Pie tam tuvīns aprēķins dod lielākus lieces momentus, tā tad palielina drošību. Tādēļ transmisiju vārpstas var gandrīz vienmēr aprēķināt kā statiski noteiktas sistemas, pieņemot, ka k a t r s v ā r p s t a s g a b a l s s t a r p d i v i e m g u l t ņ i e m b r ī v i u z t i e m b a l s t a s k ā a t s e v i š ķ a s i j a, un neievērojot pārējo vārpstas daļu iespaidus.



374. zīm.

Tā kā spēki parasti iedarbojas uz vārpstām dažādos virzienos, tad laikam visātrākais $M_{l\,res}$ aprēķina veids ir spēku sadalīšana horizontalās un vertikalās komponentēs (374. zīm.); pēc tam atrod gultņu reakciju komponentes, tad horizontalo komponentu radīto momentu diagrammu un vertikalo komponentu radīto momentu diagrammu. Beidzot atrod $M_{l\,res}$ ar ģeometrisku summaciju.

Saliktās pretestības kontrole.

Tā kā vārpstās vērpes un lieces momenti darbojas reizē (pirmie rada bīdes spriegumus τ', otrie normalspriegumus σ'), tad, kā savā laikā skrūvei, jākontrolē saliktā pretestība, t. i. abi spriegumu veidi reizē.

Visbiežāk laikam, kā jau skrūvju aprēķinā teikts, patlaban lieto vēl Saint-Venant'a-Bach'a (III. 4) formulu reducētai pretestībai:

$$\sigma_{red} = 0{,}35\,\sigma' + 0{,}65\,\sqrt{(\sigma'^2) + 4\,(\alpha_0 \cdot \tau')^2} \leqslant \sigma_{adm}$$

ar Bach'a korekturas koeficientu $\alpha_0 = \frac{\sigma'_{adm}}{1{,}3\,\tau'_{adm}}$.

Koeficienta α_0 vērtība vārpstu gadijumā reti būs (kā skrūvei) $\alpha_0 \cong 1{,}15$ (tēraudam). Šeit $M_v \cong$ const, resp. vienpusīgi mainīgs; tādēļ (ar rezervi) τ' varētu ņemt, piemērojoties b) slodzes veidam: parastam tēraudam līdz $\tau' \cong 900$ kg/cm². M_l turpretim ir abpusīgi mainīgs relativi pret vārpstu, jo tā griežas, bet M_l paliek apm. tas pats; tādēļ σ' jāņem, piemērojoties c) slodzes veidam: parastam tēraudam tikai līdz $\sigma' \cong 500$ kg/cm². Ar šiem skaitļiem mēs dabūtu vārpstas gadijumam:

$$\alpha_0 = \frac{500}{1{,}3 \cdot 900} \cong 0{,}43$$

Runājot par skrūvju kontroli, mēs savā vietā teicām, ka jaunākā laikā arvien vairāk pieslienas tam ieskatam, ka kontrole izdarama pēc Mohr'a-Guest'a teorijas dotās (III. 5) formulas:

$$\tau'_{max} = \tfrac{1}{2}\,\sqrt{(\sigma')^2 + 4\,(\tau')^2} \leqslant \tau'_{adm} = 0{,}5\,\sigma_{adm}.$$

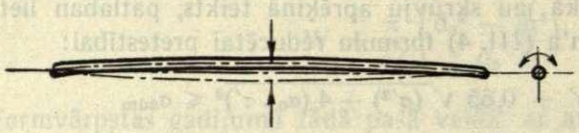
Šī kontrole ieteicama it sevišķi transmisiju vārpstām, kur σ' parasti ir relativi mazi attiecībā pret τ'. Tad, kā savā vietā bija teikts, diference starp abiem kontroles veidiem ir ievērojamāka, pie kam lielāku drošību dod otrais paņēmiens.

P i e z ī m e. Formulas ar tādu pat uzbūvi, kā Saint-Venant'am, tikai ar citādiem skaitliskiem koeficientiem, sastopamas techniskā literaturā diezgan lielā skaitā.

Pielaižamie τ'_{adm}:

ļoti lēni skrejošām vārpstām	bez	rievām:	$\tau'_{adm} \cong$	750...900 kg/cm²;
„ „ „ „	ar	„	$\tau'_{adm} \cong$	375...450 kg/cm²;
ļoti ātri „ „	bez	„	$\tau'_{adm} \cong$	375...450 kg/cm²;
„ „ „ „	ar		$\tau'_{adm} \cong$	185...225 kg/cm².

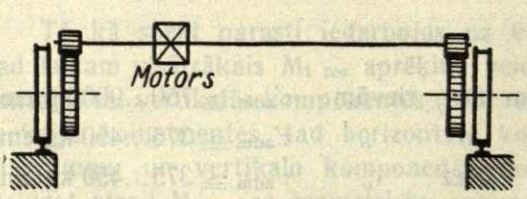
Ļoti ātrskrejošo (samērā reti arī lēnāk skrejošo) vārpstu aprēķinos stiprības aprēķins nobīdīts pavisam otrā planā, salīdzinot ar šajā gadijumā daudz svarīgāko aprēķinu t. s. kritiskam ritu skaitam resp. vārpstas pašsvārstībām. Kā katram elastīgam ķermenim, tā arī vārpstai ir savi īpatnējie pašsvārstību skaiti kā šķērsvirzienā, tā arī cirkularvirzienā — līdzīgi stīgai vai atsperei (375. zīm.). Ja vārpstas ritu skaits sakrīt ar pašsvārstību skaitu, tad absoluti nenovēršamās niecīgās smaguma centra ekscentricitates vai kaut niecīgo periodisko paātrinājumu cirkularvirzienā (virzuļmotoros!) pilnīgi pietiek, lai vārpsta sāktu svārstīties, pie kam svārstības jau īsā laikā iešūposies tik tālu, ka materials neizturēs un vārpsta lūzīs. Tādēļ mašinas darba ritu skaits nekad nedrīkst sakrist ar šo t. s. kritisko ritu skaitu vai pat būt tā tuvumā. Lieta komplicējas vēl ar to, ka vārpstām praktiski vienmēr ir vairāki kritiski ritu skaiti, kas jāzina — ja ne visi, tad kaut tuvākie darba ritu skaitam. To noteikšanu šeit neaplūkosim; to izdara specialajā literaturā. Tikai atzīmēsim, ka kritiskā ritu skaita noteikšana ir gandrīz svarīgākais dinamiskais aprēķins tvaika turbinām, turbokompresoriem un turbogeneratoriem.



375. zīm.

Vārpstu deformacijas.

Vārpstu konstrukcijās stiprība bieži nav tik svarīga kā deformacijas. Principiali vēlams, lai taisna vārpsta tāda arī vienmēr paliktu darbā; lieces momentu dēļ (kas radīti no pašsvara un ārējiem spēkiem) tas gan nekad nav iespējams. Ar kaut nelielām deformacijām mums tādēļ vienmēr jārēķinas, un mēs varam tikai raudzīties uz to, lai vārpstu izliekumi nebūtu pārāk lieli. Citādi rodas grūtības gultņu dar-



376. zīm.

bībā: rēdzes vairs neguļ pareizi gultņos, ko ar gultņu pašiestādīšanos (par ko runāsim turpmāk specialā nodaļā) var tikai pa daļai novērst, un tādēļ gultņu berze un sasilšana būs lielāka. Tāpat, piem., konisko zobratu, cikloidalo zobratu un gliemežu pārvados deformacijas var traucēt pareizo sazobi u. t. t.

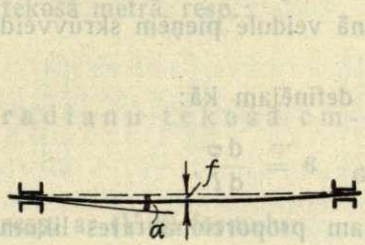
Tikpat nevēlamas dažos gadijumos var būt deformacijas cirkularvirzienā, t. i. vārpstas savērpšanās vērpes momenta M_v iespaidā. Ja, piem., braucamā krana riteņus piedzen vienai pusei tuvāk novietots dzinējs (kā to praktizē, sk. 376. zīm.), tad vārpstas savērpšanās dēļ ritenis attālākā pusē būs piedzīts ar nokavējumu, salīdzinot ar tuvāko, un krans var nostāties greizi.

Tādēļ dažreiz jautājums par deformacijām ir ļoti svarīgs, un tas īsumā jāaplūko.

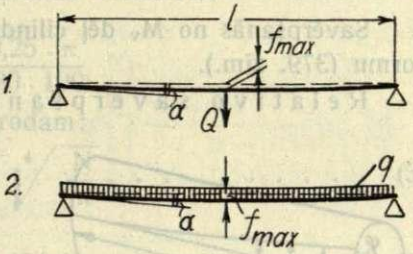
Lieces deformacijas.

Šeit varētu uzstādit prasību, lai: 1) slīpuma leņķis α, resp. tg α gultņu vietās nepārsniegtu zinamu vērtību, vai arī:

2) izlieces augstums f kādā noteiktā vietā (piem., kur atrodas kāds zobrats u. t. t.) nepārsniegtu zinamu vērtību (377. zīm.).



377. zīm.



378. zīm.

Principiali jautājumu var atrisināt tādā veidā, ka atrod vārpstas ass e l a s t ī g o l ī n i j u ar kādu grafisku vai analitisku paņēmienu, ko aplūko stiprības mācībā (piem., Mohr'a paņēmienu mainīgiem šķērsgriezumiem), līdz ar ko jautājums patiesībā ir jau atrisināts. Tuvāk ar to nenodarbosimies; piemēra dēļ ņemsim tikai visvienkāršākos gadijumus (378. zīm.): statiski noteiktu vārpstu uz diviem balstiem galos ar: 1) vidū koncentrētu slodzi Q, kg un 2) vienmērīgi izklaidētu slodzi q kg/cm.

1) Kā zinams:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{Q l^2}{16} \cdot \frac{1}{E J}; \quad f_{max} = \frac{Q l^3}{48} \cdot \frac{1}{E J};$$

2)

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{q l^3}{24} \cdot \frac{1}{E J}; \quad f_{max} = \frac{5 q l^4}{384} \cdot \frac{1}{E J};$$

Ja uzstādam par noteikumu: $\operatorname{tg}\alpha \leqslant 0{,}001$, tad no šīm formulām varam atrast maksimalos izliekumus vidū f_{max}.

$$1)\ f_{max} = \frac{Q l^2}{16} \cdot \frac{1}{E J} \cdot \frac{l}{3} = \operatorname{tg}\alpha \cdot \frac{l}{3} \leqslant \frac{l}{3000};$$

$$2)\ f_{max} = \frac{q l^3}{24} \cdot \frac{1}{E J} \cdot \frac{5 l}{16} = \operatorname{tg}\alpha \cdot \frac{5 l}{16} \lesssim \frac{l}{3200}.$$

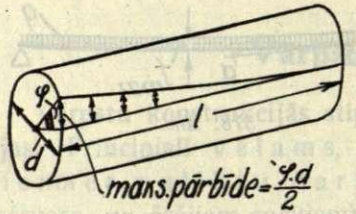
Ja šie noteikumi ir izpildīti, tad rēdzes negulēs gultņos pārāk slīpi.

Aplūkotās formulas tālāk rāda, ka mazas deformacijas var sasniegt vienīgi ar J, citiem vārdiem ar vārpstu caurmēru (vai vispārīgi šķērsizmēru) palielināšanu. Augstvērtīgās tērauda šķirnes šeit nekā nelīdz, jo kā zinams, E visām šķirnēm tikai nedaudz atšķiras: $E \cong (2... ...2{,}2) \cdot 10^6$ kg/cm².

Cirkularās deformacijas (savērpšanās).

Savērpšanās no M_v dēļ cilindra taisnā veidule pieņem skrūvveida formu (379. zīm.).

Relativo savērpšanos ϑ definējam kā:



379. zīm.

$$\vartheta = \frac{d\varphi}{dl},$$

pie kam proporcionalitates likuma robežās (ko arī rāda mēģinājumi):

$$\vartheta = \frac{d\varphi}{dl} = \frac{\varphi}{l}.$$

Par noteikumu mēs varētu uzstādīt: relatīvā savērpšanās $\vartheta = \frac{\varphi}{l}$ nedrīkst pārsniegt zināmu vērtību.

Apzīmēsim bīdes modulu ar G (tēraudam $G = 800000...$ 830000 kg/cm²). Tad proporcionalitates likuma robežās (analoģiski formulai, piem., stiepes gadījumā) dabūjam:

$$\frac{\tau'_{max}}{G} = \frac{\text{maksimalā pārbīde}}{l} = \frac{\varphi \cdot d}{2l},$$

un ievietojot

$$\frac{\varphi}{l} = \vartheta \text{ tālāk :}$$

$$\tau'_{max} = \frac{G d \vartheta}{2}.$$

P i e z ī m e. τ'_{max} meklējams, acīmredzot, vārpstas ārējās virsmas slānī, kurā pārbīde ir maksimalā, proti: $\frac{\varphi \cdot d}{2}$.

Ievietojot τ'_{max} izteiksmi (1) nolīdzinājumā:

$$71620 \frac{N}{n} = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot \tau',$$

mēs atrodam:

$$71620 \frac{N}{n} = \frac{\pi}{32} G \vartheta \cdot d^4,$$

resp.:

$$d = \sqrt[4]{\frac{71620 \cdot 32}{\pi G \vartheta} \cdot \frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Ar: $G = 800000$ kg/cm² un pieņemto relativo savērpšanos 0,25° tekošā metrā, resp.:

$$\vartheta = \frac{0{,}25 \cdot \pi}{180 \cdot 100}$$

r a d i a n u t e k o š ā c m - r ā atrodam:

$$d \cong 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3a)$$

resp. ar (V. 3) formulu:

$$M_v \cong 3{,}454\, d^4 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3b)$$

Šīs formulas ieteiktas un lietotas praksē, kaut gan tām nevar piešķirt vispārēju nozīmi patvaļīgi pieņemtās savērpšanās 0,25°/m dēļ, kas vienā gadijumā var būt par daudz liela (piem., braucamā krana vārpstai), otrā turpretim bez realas nozīmes (piem., parastā transmisijā) un bez ļaunām sekām palielināma.

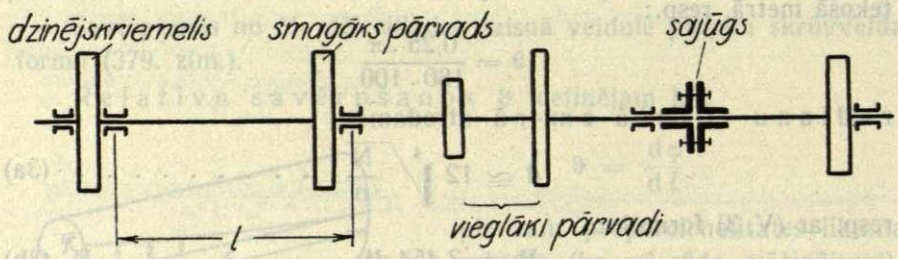
Atstatumi starp gultņiem.

Garākas transmisiju vārpstas arvien atbalsta vairākos gultņos, lai samazinātu lieces deformacijas un satricinājumus, kas rodas nenovēršamu izbalansēšanas kļūdu dēļ. Tāpat ar laiku bieži vien vēlams

piesaistīt transmisijai vēl papildu mašinas, kuru pārvadi to iespaido jaunās vietās. Tādēļ gultņu atstatumi izvēlami ar tādu aprēķinu, lai šādus papildu pārvadus varētu pievienot bez nepielaižamu deformaciju rašanos vārpstās.

Ja šī pēdējā iemesla nebūtu, tad principiali varētu noteikt atstatumus starp gultņiem katrā atsevišķā gadijumā, izejot no pielaižamām deformacijām.

Ļoti svarīgos izņēmumu gadijumos, kur uz vārpstām iedarbojas lieli lieces momenti, tas arī jādara. Parastā praksē turpretim, ievērojot augšā sacīto, noteic a p m ē r a m atstatumus starp transmisiju vārpstu gultņiem ar pusempiriskām formulām, kuru noderīgumu prakse pierādijusi. No aprēķinātām vērtībām tomēr ļoti bieži vajadzēs atkāpties uz vienu vai otru pusi, ievērojot galvenokārt gultņu stativu piestiprināšanas iespējas: pie sienām, kolonnām, sijām u. t. t., t. i. vadoties no ēkas iekārtas apstākļiem. Vispārīgi runājot, ja tikai tas nerada novietošanas grūtības, vēlams piebīdīt gultņus pēc iespējas tuvāk smagāko pārvadu skriemeļiem (vai otrādi), lai samazinātu lieces momentus; tādos gadijumos bieži pat ieteicams, ja iespējams, novietot abās skriemeļa pusēs pa gultnim. Tāpat dažas sajūgu konstrukcijas prasa gultņus abās pusēs.



380. zīm.

Ja sajūgs prasa tikai vienu gultni, tad, vispārīgi ņemot, ieteicams novietot sajūgu (skatoties no dzinēja puses) netālu a i z gultņa. Tad, izslēdzot (kā tas praksē dažreiz gadas) transmisijas daļu aiz sajūga, priekšējā daļa varēs netraucēti darboties tālāk; pretējās novietošanas gadijumā garš rotējošās vārpstas gabals karātos gaisā, kas nav pielaižams (380. zīm.).

F o r m u l a s s t a r p g u l t ņ u a t s t a t u m a n o t e i k š a n a i i r š ā d a s:

Parastiem apstākļiem lieto:

$$l \cong [100\,(...125)]\sqrt{d}\ \text{cm}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

kur d cm ir vārpstas caurmērs.

Parasti lieto viscaur koeficientu 100; ja vēlas, lai izliekums būtu viscaur apm. vienāds, tad malējiem posmiem varētu ņemt 100, vidējiem — 125, jo vārpsta turpināta šeit uz abām pusēm, bet galu posmos tikai uz vienu pusi.

Piezīme. Šo formulu var atrast, ja pieņem: izliekumu $f_{max} \cong \frac{l}{3000}$, $M_l = M_v$ un izklaidētu slodzi, kas ir apm. 4 reiz lielāka par vārpstas pašsvaru.

Ja turpmāk paredzams pievienot transmisijai vēl papildu pārvadus, kas praksē ļoti bieži gadas, varētu lietot arī divas citas formulas:

$$l \cong 110\sqrt[3]{d}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

vai arī

$$l \cong 50\sqrt[3]{d^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Piezīme. Pēdējā formula atrasta no noteikuma, lai slīpuma leņķa pie gultņa $tg\,\alpha$ būtu $\leqslant 0{,}001$ ar vienmērīgi izklaidētu slodzi q = apm. 4 reizes pašsvars.

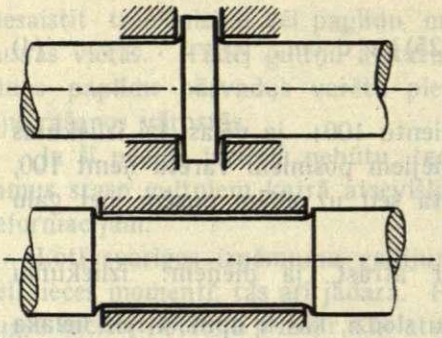
Ātrskrejošās transmisijās vibraciju samazināšanas dēļ bieži būs ieteicams samazināt atstatumus *l*: ja n=500, tad ieteicams ņemt tikai ~75%, ja n = 1000 — apm. 66% no izrēķinātiem *l*. Ja skriemeļus var novietot ļoti tuvi gultņiem, šī *l* samazināšana var arī izpalikt.

Daži transmisiju detaļi.

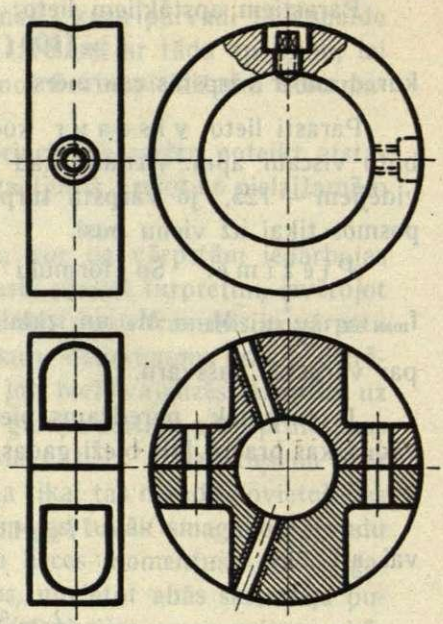
Atturgredzeni.

Atturgredzenus lieto, lai novērstu vārpstu pārbīdi garenvirzienā aksialo spēku iespaidā. Ja aksialie spēki ir lieli, tad gredzeni nav pietiekošs līdzeklis to uzņemšanai; tad jālieto speciali aksialgultņi (par tiem mēs runāsim specialā nodaļā).

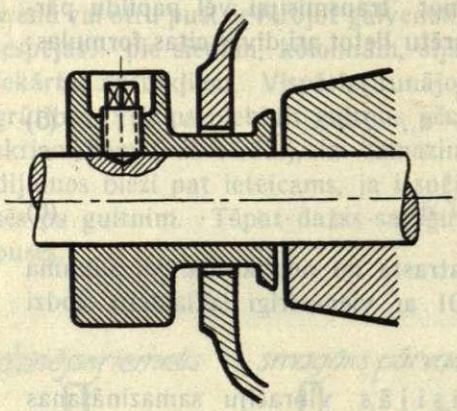
Mazākus aksialspēkus varētu uzņemt ar vārpstai uzkaltiem vai piemetinātiem un apvirpotiem gredzeniem (381. zīm.) vai ar tievāku kaklu rēdžu galavirsmām (381. zīm.). Šādus paņēmienus lieto mašinās. Glu-



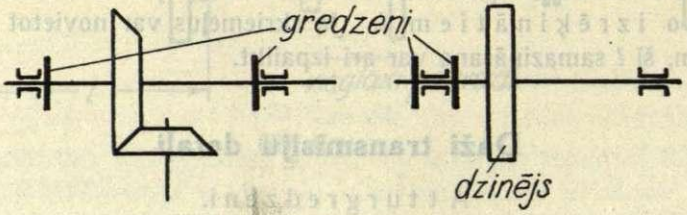
381. zīm.



382. zīm.



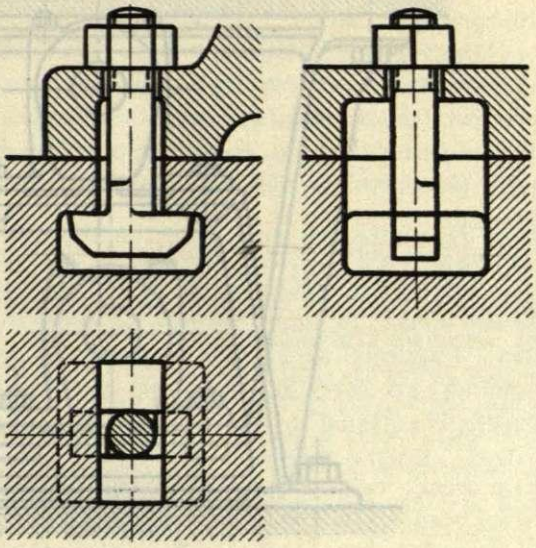
383. zīm.



384. zīm.

dām cilindriskām transmisiju vārpstām visparastākais fiksēšanas līdzeklis turpretim ir veseli vai dalīti a t t u r g r e d z e n i (382. zīm.), ko notur uz vārpstas ar iegremdētām skrūvītēm; arī vārpstai c i e š i piestiprināti ieļošanas gredzeni (sk. turpmāk gultņu nodaļā) var noderēt par fiksēšanas līdzekli.

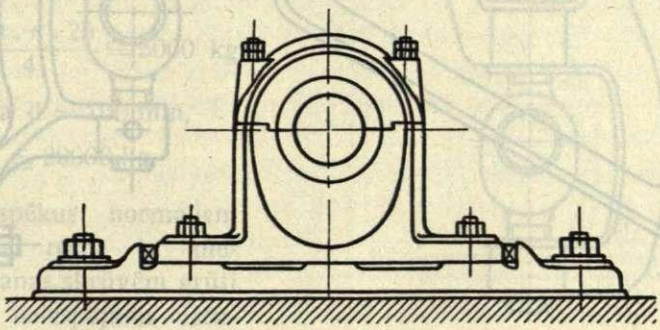
Vārpstai aksiali pārbīdoties, atturgredzeni atbalstas pret gultņu kārbu galu virsmām vai pret ieliktņu galiem (tad gredzeniem ir speciala forma ar kakliņu ievietošanai gultnī, sk. 383. zīm.). Ja gredzens atrodas gultņa vidū, tad bieži tas kalpos reizē arī eļļošanai un katrā ziņā būs novietots specialā cirkularā rievā, kas izveidota ieliktnī un neatļauj aksialu pārbīdi. Pēdējā gadijumā var iztikt ar vienu gredzenu, bet parasti jāņem divi: katrs attur vārpstu no pārbīdes vienā virzienā.



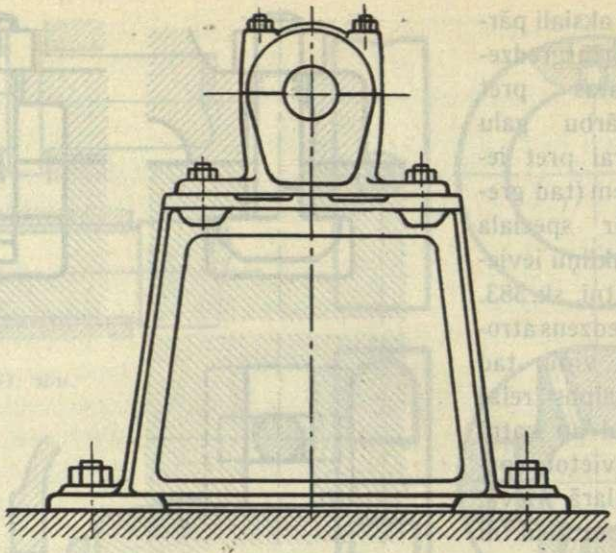
385. zīm.

Vārpstai jāatļauj brīvi izplesties, temperaturai mainoties; tādēļ gredzeni novietojami pie viena gultņa vai pie diviem kaimiņu gultņiem un pēc iespējas dzinējmotora vai cita pret pārbīdi jūtīga mechanisma (piem., konisko zobratu) tuvumā, sk. 384. zīm.

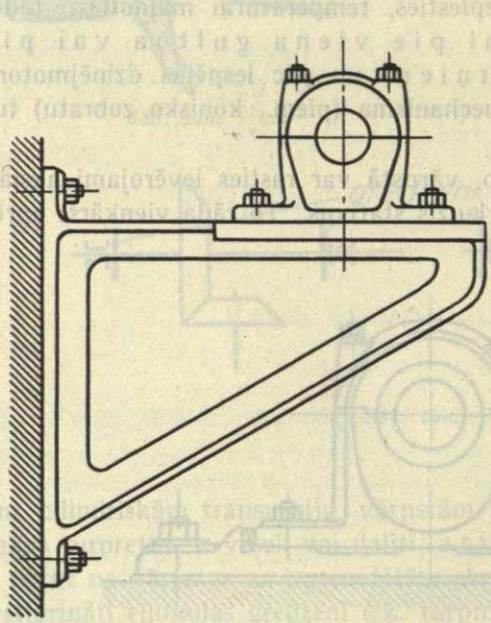
Ja šo noteikumu neievēro, vārpstā var rasties ievērojami aksiali spēki, kas ļodzīs vārpstu vai lauzīs stativus. To rāda vienkāršs aprē-



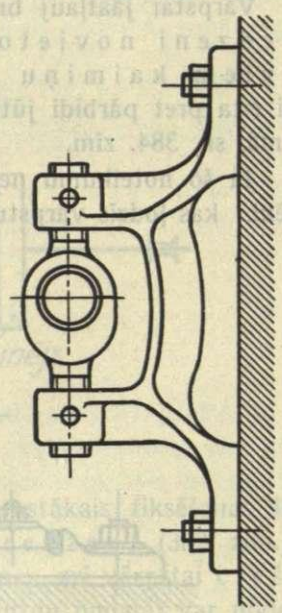
386. zīm.



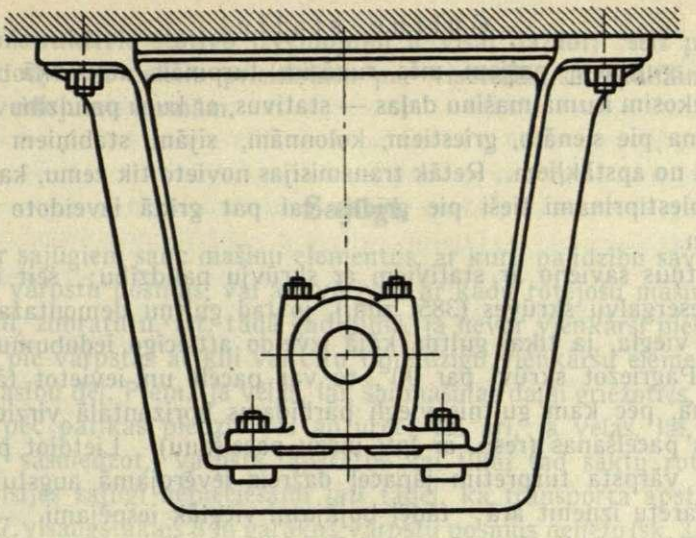
387. zīm.



388. zīm.



389. zīm.



390. zīm.

ķins: tērauda termiskais izplešanās reizulis ir: $\alpha \cong 0{,}000(11...12)$; tā tad sasilstot, piem., par 10°, tērauda relativais pagarinājums ir $\varepsilon \cong 0{,}00012$. Spriegums $\sigma = \varepsilon E$ ar $E \cong 2100000$ kg/cm² ir:

$$\sigma = 2.100.000 \cdot 0{,}00012 \cong$$
$$\cong 250 \text{ kg/cm}^2.$$

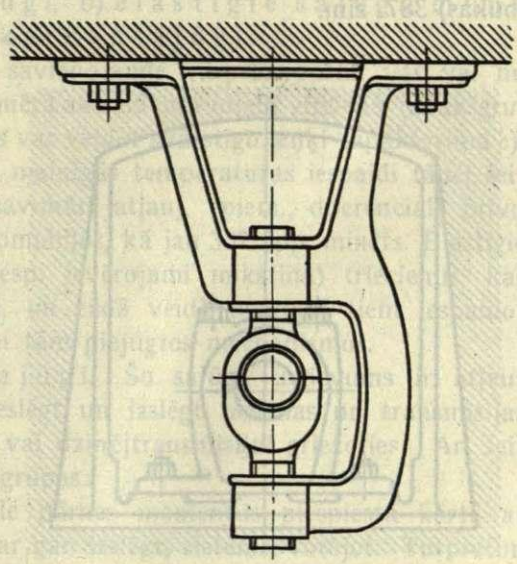
Ja vārpstas $d = 50$ mm, mēs dabūtu aksialu spēku

$$Q \cong \frac{250 \cdot \pi \cdot 25}{4} \cong 5000 \text{ kg}$$

un ja $d = 100$ mm,

$$Q \cong 20000 \text{ kg}.$$

Tādus spēkus normaliem stativiem, resp. to piestiprināšanas skrūvēm grūti vai pat neiespējams izturēt bez bojājumiem.



391. zīm.

Gultņu stativi.

Par gultņiem pašiem mēs runāsim turpmāk atsevišķā nodaļā; šeit aplūkosim īsumā mašinu daļas — stativus, ar kuru palīdzību gultņus piestiprina pie sienām, griestiem, kolonnām, sijām, stabiņiem u. t. t. atkarībā no apstākļiem. Retāk transmisijas novieto tik zemu, ka gultņu stativi piestiprinami tieši pie grīdas vai pat grīdā izveidoto kanalu dibeniem.

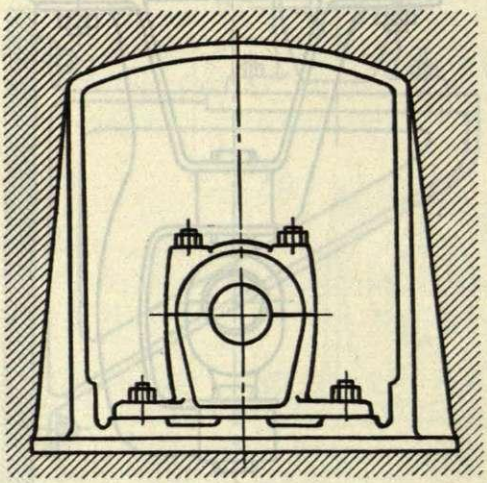
Gultņus savieno ar stativiem ar skrūvju palīdzību; šeit izdevīgi lietot vesergalvu skrūves (385. zīm.), jo tad gultņu demontaža ir ļoti ērta un viegla, ja tikai gultņa kājā izveido attiecīgo iedobumu vesergalvai. Pagriežot skrūvi par 90°, to var pacelt un ievietot tā galvu iedobumā, pēc kam gultnis viegli pārbīdams horizontalā virzienā bez vārpstas pacelšanas (resp. ar ļoti mazu pacelšanu). Lietojot parastās skrūves, vārpsta turpretim jāpaceļ dažreiz ievērojamā augstumā, lai gultni varētu izņemt ārā; tādēļ bojājumi vieglāk iespējami.

Stativus piestiprina pēc vajadzības pie sienām, sijām, kolonnām u. t. t. ar pamatskrūvēm vai parastām skrūvēm un piemērotām noturēšanas ierīcēm.

Galvenie stativu veidi ir:

1) Gultņu pamatplatnes (386. zīm.) gultņu piestiprināšanai pie grīdas, mūra stabiņiem u. t. t.

2) Tādam pašam nolūkam kalpo paaugstinātie stativi (bukas) 387. zīm.



392. zīm.

3) Sienu konsoles (kronšteini) kalpo gultņu piestiprināšanai pie sienām, kolonnām, dažreiz arī lielākām sijām (388. un 389. zīm.)

4) Griestu stativi (karājošās konsoles) kalpo gultņu piestiprināšanai pie griestiem, sijām u. t. t. (390. un 391. zīm.).

5) Mūru kārbas lieto, ja gultņi uzstādīti caurumos, kas izveidoti ēku sienās, vai arī vienkārši vārpstu izvadīšanai caur sienām (392. zīm.).

Konstruktivie stativu izveidojumi ir visai dažādi; šeit parādītās skices dod tikai nelielu priekšstatu par visbiežāk sastopamām galvenām izveidojumu formām.

Sajūgi.

Par sajūgiem sauc mašinu elementus, ar kuru palīdzību savā starpā savieno vārpstu posmus, vai arī vārpstu ar kādu rotējošu mašinu daļu: skriemeli, zobratu u. t. t. tādā gadījumā, ja nevar vienkārši piestiprināt šo daļu pie vārpstas ar ķīli vai citu tamlīdzīgu vienkāršu elementu specialu prasību dēļ. Piem., ja vēlas, lai, šai mašinas daļai griežoties, vārpstu varētu pēc patikas piedzīt vai apturēt; vai arī, ja vēlas, lai, zinamu ātrumu sasniedzot, vārpsta apstātos vai tikai tad sāktu rotēt līdzi. Transmisijās sajūgi nepieciešami jau tādēļ, ka transporta apstākļu dēļ par 6...7, visaugstākais 8 m garākus vārpstu posmus nelieto (sk. 334. lpp.).

Sajūgu klasifikacija.

Atkarībā no sajūgam uzstādītām prasībām varam ērtības labad sadalīt sajūgus vairākās grupās. Tās ir:

1) Cietie sajūgi. Nekādas specialas prasības uzstādītas nav; tiem vienkārši jāsavieno 2 vārpstu posmi vienā cietā sistemā.

2) Kustīgie sajūgi ar 3 apakšgrupām, kas ir:

a) izplešanas sajūgi, b) elastīgie sajūgi, c) universalsajūgi resp. kardansajūgi.

Lietojot šādus sajūgus, savienojamie vārpstu posmi var vai nu padoties cits pret citu nelielā mērā aksialā un radialā virzienā (apakšgrupas *a* un *b*, vai arī posmu asis var veidot svārstīgu leņķi (apakšgrupa *c*). Nelielas montažas kļūdas un mainīgās temperaturas iespaidi tādēļ šeit kompensēti. Kardansajūgi savukārt atļauj, piem., diferenciala brīvu svārstīšanos pret motoru automobiļos, kā jau 337. lpp. minēts. Elastīgie sajūgi bez tam amortizē (resp. ievērojami mīkstina) triecienus, kas rodas vienā vārpstas posmā, un tādā veidā neatļauj tiem iespaidot turpmākās vārpstas daļas vai tām piejūgtos mechanismus.

3) Izslēdzamie sajūgi. Šo sajūgu uzdevums ir atļaut ērtā veidā pēc vajadzības ieslēgt un izslēgt mašinas un transmisijas vai to daļas, dzinējmotoram vai dzinējtransmisijai griežoties. Arī šeit varētu izšķirt vairākas apakšgrupas:

a) Zobu sajūgi; tie pārnes momentus piespiestā kārtā ar savu elementu formu. Tos var gan izslēgt, sistemai rotējot. Turpretim to ieslēgšana iespējama tikai miera stāvoklī; citādi triecieni būtu ļoti lieli un pa lielākai daļai rastos lūzumi.

b) Berzes sajūgi; šeit momentus pārnes ar berzes pretestību starp specialiem sajūga elementiem. Šos sajūgus var ieslēgt vai izslēgt bez triecieniem darba laikā.

c) Hidrauliskie sajūgi (hidrodinamiskie sajūgi); tajos vērpes momentus pārnes ar hidrodinamisku spēku lauku, kas mākslīgi radīts šķidrumā ap vārpstu vai, vienkāršāk runājot: centrifugalpumpis viena vārpstas posma galā dod nepārtrauktu ūdens strūklu, kas dzen turbinu otrā posma galā, pie kam visa šī sistema iekapselēta apvalkā. Sajūgs zināmā mērā darbojas kā elastīgs sajūgs, un bez tam vajadzības gadijumā atļauj sasniegt dažādus vārpstu posmu ritu skaitus (resp. pārnesumus).

4) Sajūgi automatiskai darbībai ar dažādiem uzdevumiem, piem.: patstāvīgi ieslēgt vai izslēgt mašinas, vārpstas vai to daļas, ja sasniegti noteikti darba apstākļi. Pie šīs grupas pieder, piem.: a) pārslodzes sajūgi, kuru uzdevums ir neatļaut dzītās vārpstas vai mašinas momentam pārsniegt noteiktu, ieregulējamu vērtību. Tiklīdz šī robeža sasniegta, sajūgs sāk slīdēt (slīdes sajūgs) vai pat automatiski pavisam atvieno dzīto vārpstu resp. mašinu. b) Cits piemērs ir centrifugalsajūgs, ko lieto, piem., elektromotoros, kam jāpiedzen mašinas ar pilnu slodzi palaišanas laikā. Motors ieskrienas neslogots, bet pēc zināma ritu skaita sasniegšanas centrifugalspēki automatiski sajūdz motora vārpstu ar skriemeli, kas ar siksnas vai virves pārvada palīdzību pārnes enerģiju uz mašinu. c) Trešais piemērs ir t. s. apdzīšanas sajūgs, ko lieto, ja 2 dzinējmotori piedzen vienu vārpstu; sajūgs novērš iespēju, ka viens motors savas ātrākās gaitas dēļ velk sev līdzi otru, lēnāk rotējošu. Tiklīdz kāds motors sāk lēnāk griezties, sajūgs to izslēdz, neatļaujot ātrāk rotējošam motoram vilkt to līdzi.

Konstruktivo izveidojumu visām 4 grupām ir ļoti daudz. Mēs aplūkosim no konstruktivā viedokļa tikai pašus galvenos un vienkāršākos sajūgus, ko parastos apstākļos gandrīz visur lieto. No pārējiem sajūgiem aplūkosim tikai dažas principialas schemas, lai gūtu kaut vispārēju pārskatu par to darbības apstākļiem un uzbūvi.

1) Cietie sajūgi.

Ripu sajūgs.

Šī sajūga galvenie izmēri Vācijā normēti. Sajūgs sastāv no 2 ripām ar rumbām un aizsarglokiem (393. zīm.), ko uzķīlē katru savā vārpstas posma galā un tad savelk kopā ar (vēlams ielāgotu) skrūvju palīdzību.

Lai savienoto vārpstu ģeometriskās asis noteikti veidotu vienu taisnu līniju, nepieciešams centrējums, t. i. apvirpots piedēklis

vienas ripas saskarpusē, kas ietilpst attiecīgi izvirpotā padziļinājumā otrā ripā. Tā kā vārpstas montējot vai demontējot, tas prasa posma aksialu pārbīdi par centrējuma augstumu, centrējumu var izveidot no ārienes kā sadalītu gredzenu, ko ar ielāgotu skrūvju palīdzību notur uz centrējuma piedēkļiem abās ripās; tik drošs kā pirmā gadijumā centrējums gan vairs nav (394. zīm.).

Otrs ripu sajūgu trūkums ir tas, ka precizākās konstrukcijās ripu sajūgi nav tik vienkārši vajadzības gadijumā noņemami, jo uzķīlējot tie sašķobas, un tādēļ apvirpojami kopā ar vārpstu. Nedalīti skriemeļi, zobrati u. t. t. tādēļ piestiprinami pie vārpstas jau iepriekš. Vēlāk var uzmontēt tikai dalītus elementus. Remonta gadijumā nedalīti skriemeļi un t. t. noņemami, acīmredzot, vienīgi, izjaucot sajūga savienojumu ar vārpstu; tādēļ precizākās konstrukcijās vajadzīga jauna sajūgu apvirpošana, iekams vārpstu atkal montē.

Šo trūkumu varētu novērst, izveidojot sajūga savienojumu ar vārpstu ar koniska gala, ierievju (ķīļa vietā) un uzgriežņa palīdzību (395. zīm.); šāds savienojums tomēr prasa ļoti rūpīgu darbu un pielāgošanu, tādēļ ir stipri dārgs un lietojams tikai precizās mašinās, bet ne parastās transmisijās.

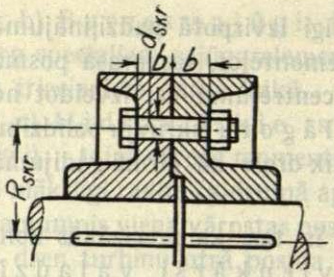
Vērpes momentus vārpstās vēlams pārnest galvenokārt ar berzi starp ripu saskarvirsmām, tādēļ ieteicams apstrādāt tās tikai rupjā veidā un gādāt, lai pēc iespējas ripu saskarvirsmu attālākās daļas piegultos. Galvot par pietiekošu berzes pretestību tomēr grūti; tādēļ ieteicams labi ielāgot skrūves caurumos, kas precizās mašinās pat noteikti jāprasa.

Skrūves ieteicams aprēķināt liecei, bet ne cirpei, jo — kā jau skrūvju nodaļā teikts — parastos apstākļos grūti zināt, vai skrūves noteikti piegulstas urbumu sienām. Ar 393. zīm. apzīmējumiem, z_{skr} (skrūvju skaitu) un $M_v = 71620 \frac{N}{n}$ (vērpes momentu) stiprības nolīdzinājums liecei būs, acīmredzot:

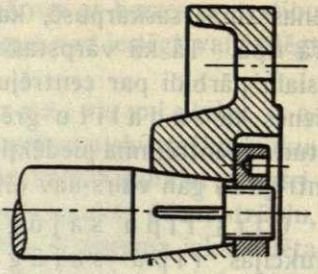
$$\frac{M_v}{R_{skr}} \cdot b = \frac{71620\ N \cdot b}{R_{skr} \cdot n} = z_{skr} \cdot \frac{\pi d^3_{skr}}{32} \cdot \sigma', \quad \ldots\ldots (7)$$

ja pieņem, ka šķērsspēki uz skrūvi koncentrēti ripu sienu vidusplaknēs.

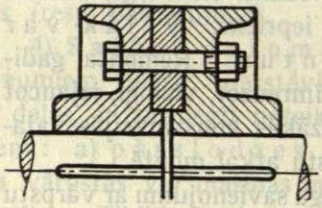
Ļoti lielu un it sevišķi mainīgu vērpes momentu gadijumos diezgan grūti pārnest tos ar skrūvju palīdzību; tādos gadijumos var lietot kādu no skrūvju nodaļā aplūkotiem paņēmieniem skrūvju atslogošanai, piem., cirpes gredzenus, šķērsierievjus (396. zīm.) u. t. t.



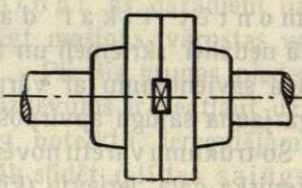
393. zīm.



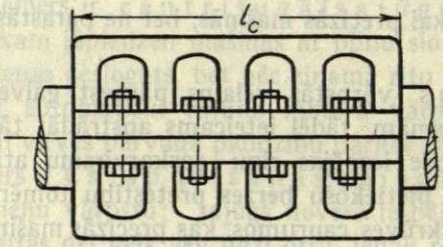
395. zīm.

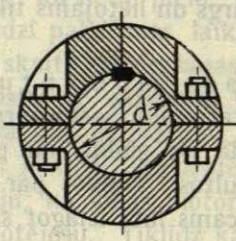


394. zīm.

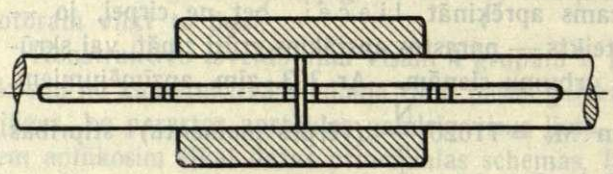


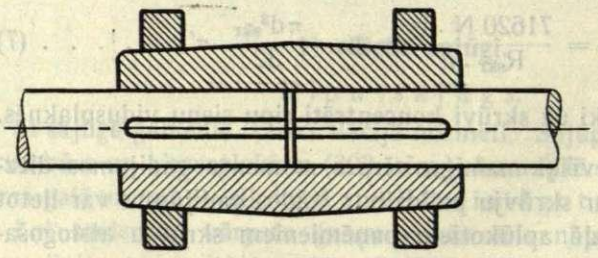
396. zīm.



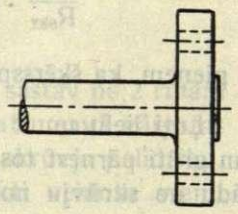


398. zīm.





399. zīm.



397. zīm.

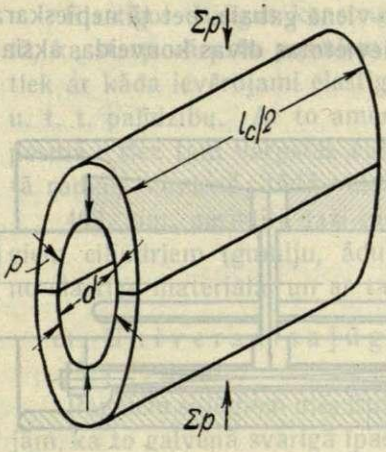
Smagākām, atbildīgām vārpstām sajūgu vietā bieži izveido atlokus tieši kopā ar vārpstām (397. zīm.), ar ko ietaupa sajūgu ripu pielāgošanas darbu; ietaupa arī ieņemtās telpas un savienojuma svara ziņā. Parastā mašīnbūvniecībā šo paņēmienu maz lieto, jo tas prasa dārgu kalšanas darbu un neatļauj arī vajadzības gadījumā uzvilkt piestiprināmās mašindaļas no sajūga gala puses uz vārpstu.

Uzmavu (čaulu) sajūgi.

Šo sajūgu konstrukcijas iespējamas dažādas, no kurām izplatītākā ir dalītais sajūgs ar skrūvēm (398. zīm.). Arī šī sajūga galvenie izmēri Vācijā normēti.

Sajūgs dalīts meridionalā plaknē. Centrālā urbumā ievieto abu vārpstu posmu galus ar ierievjiem, lai nodrošinātu tos pret pagriešanos, un tad savelk čaulas daļas ar 2...5 skrūvēm katrā pusē; tādā veidā radītā berzes pretestība uzņem vērpes momentus (resp. ierievji, ja berze nav pietiekoša). Nelaimju novēršanai skrūvju galvu un uzgriežņu novietošanai čaulā izveidoti attiecīgi iedobumi; parasti vēl viss sajūgs pārklāts ar skārda apvalku, kas piešķir arī glītāku izskatu konstrukcijai.

Daudz retāk lieto citas čaulas sajūga konstrukcijas: nedalītu čaulu, kurā iebīda vārpstu galus un tad nostiprina tos ar iedzītiem ķīļiem. Šeit vārpstu gali vairs neguļ pareizi, savienojums grūti izārdams un vārpstu posmi montažā jāpārbīda pa ievērojamu aksialu atstatumu (399. zīm.). Tāpat reti lieto dalītu sajūgu ar gredzeniem (399. zīm.), ko uzdzen ar triecieniem uz koniski izveidotiem čaulas galiem (koni 1 : 10...1 : 15), jo ar triecieniem grūti noregulēt spēku, kas saspiež vārpstas, tā tad arī berzes pretestību.



400. zīm.

Uzmavas sajūgs ar skrūvēm atļauj ļoti ātru un ērtu vārpstu demontažu. Čaulu var noņemt katrā laikā, tādēļ dalīti skriemeļi šeit nav vajadzīgi; vārpstu aksialā pārbīde montažas laikā arī nav vajadzīga. Sajūga trūkums ir tas, ka vārpstu galu caurmēriem jābūt noteikti vienādiem; citādi nebūs pietiekošas berzes pretestības momentu pārnešanai, un vārpstu asis var eventuali pat nesakrist.

Skrūves aprēķina stiepei. Vēlams, lai tās pievelkot, rastos pietiekoša berzes pretestība starp vārpstām un čaulu; tādēļ nav ieteicams apstrādāt urbumu pārāk gludi. Berzes koeficientu var ņemt: $\mu \cong 0{,}2$.

Apzīmējot virsmas spiedi starp čaulu un vārpstu ar p kg/cm² un iedomājoties, ka tas ir vienmērīgi sadalīts pa visu pieguļvirsmu (400. zīm.), mēs atrodam vērpes momentu, ko var uzņemt berzes pretestība:

$$M_v = 71620 \frac{N}{n} = p\mu \cdot \frac{d}{2} \int_0^{2\pi} \frac{l_c}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot d\varphi = \frac{\pi p \mu d^2 \cdot l_c}{4}.$$

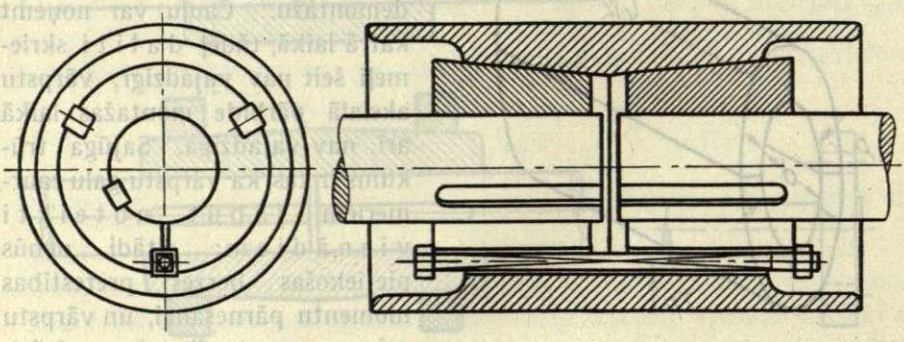
Šeit l_c apzīmē visas čaulas garumu; aprēķinā jāņem tikai $l_c/2$, jo svarā krīt berzes spēks starp vienas vārpstas galu un uzmavu.

Spēks Σp, kas jāuzņem pusei no visām uzmavas skrūvēm $z_{skr}/2$, būs (kā jau zinam no aprēķina cilindriskam katlam, uz ko darbojas spiediens p): $\Sigma p = \frac{p \cdot l_c \cdot d}{2}$; aprēķinot šo izteiksmi no M_v formulas, atrodam:

$$\Sigma p = \frac{p\, l_c\, d}{2} = \frac{2 \cdot 71620\, N}{\pi n \cdot \mu d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Zinot Σp, aprēķinam spēku uz 1 skrūvi (dalot ar $z_{skr}/2$), un tad noteicam skrūvju izmērus, kā paskaidrots skrūvju nodaļā. Čaulu var kontrolēt vērpei, kas gan normali dod ļoti neievērojamus spriegumus; tādēļ to parasti nedara.

Novērst uzmavas sajūga galveno trūkumu — ka vārpstu galu caurmēriem jābūt noteikti vienādiem — var, lietojot t. s. Sellers'a sajūgu (401. zīm.). Tajā čaula ir no viena gabala, bet tā nepieskaras tieši vārpstai. Starp vārpstu un čaulu ievietotas divas konveida, aksialā



401. zīm.

virzienā šķeltas, iekšējas čaulas, kas no vienas puses piegulstas čaulā izveidotai dubultkonveida iekšējai virsmai un no otras puses aptver vārpstu galus. Savelkot iekšējās čaulas ar 3 aksialā virzienā novietotām skrūvēm kopā, tās savas pāršķeltās konstrukcijas dēļ cieši aptver vārpstu galus un arī labi centrējas ārējā čaulā. Šeit tādēļ nelielas vārpstu galu caurmēru diferences nespēlē lomu. Agrāk šo sajūgu lietoja ļoti plašos apmēros. Tagad, kur vārpstas pa lielākai daļai apstrādā pēc kalibriem, tas savu nozīmi stiprā mērā zaudējis; tā kā tas ir bez tam ievērojami dārgs, Sellers'a sajūgu patlaban samērā maz sastop.

2) Kustīgie sajūgi.

a) Izplešanas sajūgi.

Izplatītākā konstrukcija ir t. s. zobu (ķetnu) sajūgs, kas atļauj vārpstu posmu nelielu aksialu pārbīdi [kas ir svarīgi mainīgos temperaturas apstākļos, jo vārpstas tad maina savu garumu; tērauda $\alpha = 0{,}0000\ (11 \ldots 12)$].

Sajūgs izlīdzina arī nelielas montažas kļūdas — ja, piem., vārpstu asis neveido matematisku taisnu līniju.

Konstruktivie izveidojumi šeit dažādi; kopējais visiem ir tas, ka abās sajūga pusēs izveidoti zobi (ķetnas), skaitā parasti 3, 5, 7, kas ietilpst pretējās sajūga puses zobu robos. 402. zīm. parādīta konstrukcija ar specialu centrēšanas gredzenu (dažreiz tāda nav; tad centrēšanas nolūkā viena vārpstas posma galu drusku iebīda otrā posma sajūga urbumā). Zobi jāeļļo, citādi berze zobu saskarvirsmu starpā var tik stipri pieaugt, ka sajūgs faktiskā darbā pārvēršas itin kā cietā sajūgā.

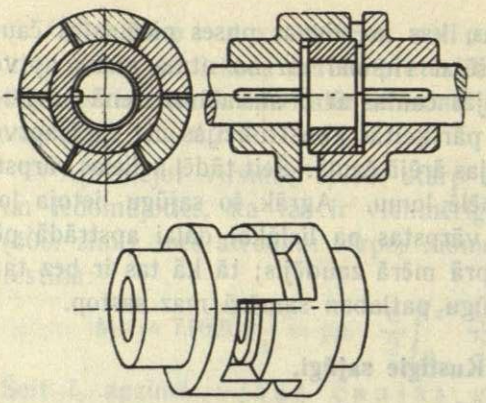
b) Elastīgie sajūgi.

Elastīgos sajūgus konstruē ļoti dažādi. Kopējā īpašība visiem ir tā, ka starp vārpstu posmiem nav cieta savienojuma; savienojums notiek ar kāda ievērojami elastīga ķermeņa: gumijas, ādas, koka, atsperu u. t. t. palīdzību. Ar to amortizē triecienus, kas rodas vienā vārpstas posmā. Bez tam vārpstas var savstarpēji drusku padoties kā aksialā, tā radialā virzienā; tādā veidā kompensējas nelielas montažas kļūdas.

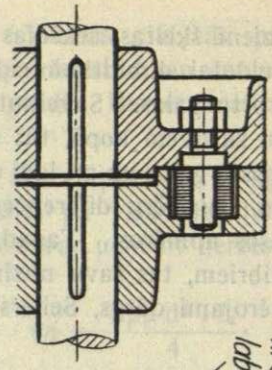
403. zīm. parādīti daži piemēri: ar bultām, kas apklātas ar elastīgiem cilindriem (gumiju, ādu); ar ligzdām, kurās ievietotas prizmas no elastīga materiala, un ar tapām, starp kurām izstiepta siksna.

c) Universalsajūgi (kardansajūgi, kardanšarnīri).

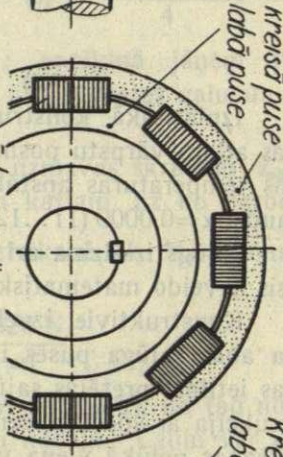
Par šiem sajūgiem mēs īsumā jau runājām 337. un 353. lpp. un redzējām, ka to galvenā svarīgā īpašība ir tā, ka vārpstu ģeometriskās asis var veidot mainīgu leņķi, kas vajadzīgs,



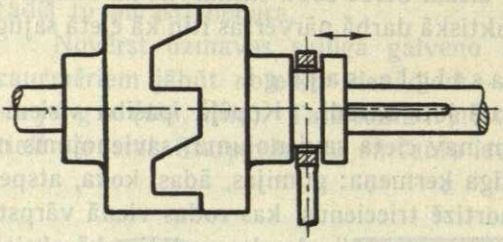
402. zīm.



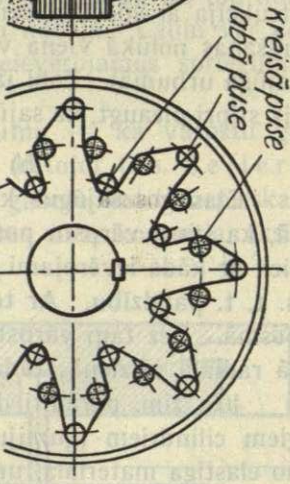
404. zīm.

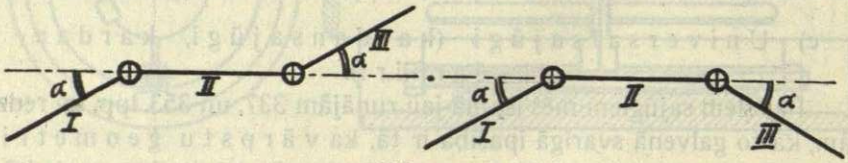


403. zīm.



406. zīm.





405. zīm.

piem., automobiļu būvē (404. zīm.). Visvieglāk saprast šāda sajūga darbību, ja iedomājas krustveida locekli ar 4 tapām; divas tapas aptver pirmā vārpstas posma dakšas gultņi, pārējās divas — otrā vārpstas posma dakšas gultņi. Ja viens vārpstas posms griežas, tad arī otrais posms spiests griezties neatkarīgi no leņķa α, ko veido vārpstu asis.

Jāsaka gan, ka gluži bez sekām leņķa α palielināšana nepaliek, bet ka tā saistīta ar piedzītās vārpstas rotacijas nevienmērīgumu, kas ir jo lielāks, jo lielāks ir α. Ja dzinējvārpstas leņķa ātrums $\omega_1 = \text{const}$, tad dzītās vārpstas rotacijas nevienmērīgums ir:

$$\frac{\omega_{2\,max}}{\omega_{2\,min}} = \frac{1}{\cos^2 \alpha}.$$

Lieli α tādēļ dod nepatīkamus, pat nepielaižamus nevienmērīgumus (ja $\alpha = 10°$, $\omega_{2max} : \omega_{2min} \cong 3{,}1\,\%$; ja $\alpha = 5°$ — tikai 0,8 %), ko var iznīcināt vienīgi, lietojot ļvēl otro kardansajūgu un novietojot trešo vārpstu vai nu paralleli vai arī simmetriski pirmai (405. zīm.). Tad tikai vidējā vārpsta II griezīsies nevienmērīgi.

Kardansajūgu konstruktivie izveidojumi ir ļoti dažādi; ir tādi ar krustveida vidējo locekli un 4 tapām, kā schematiski parādīts 404. zīm.; bet ir arī sajūgi bez tapām, vienkārši ar akmeņiem kulisēs. Tuvāk šos sajūgus šeit neaplūkosim, jo tos lieto galvenokārt specialās nozarēs (automobiļu, darba mašinu u. t. t. būvē).

3) Izslēdzamie sajūgi.

a) Zobu sajūgi.

Pēc savas konstrukcijas zobu sajūgi ir apmēram tādi pat, kā 359. lpp. aplūkotie neizslēdzamie zobu sajūgi. Parasti tikai ērtākas iebīdīšanas labad nedarbīgās zobu virsmas izveidotas slīpas (406. zīm.), un bez tam — kā tas bieži redzams izslēdzamos sajūgos — viena sajūga puse nav uzķīlēta uz sava vārpstas posma gala, bet pārbīdama aksialā virzienā.

Rotacijas kustību pārnes 1...2 gari ierievji, pa kuriem pārbīdamā sajūga puse slīd ar rumbas urbumā attiecīgi izveidotām rievām (mazākas nolietošanās labad ieteicams novietot pārbīdamo daļu uz dzītās vārpstas). Izvelkot pārbīdamo daļu pietiekoši tālu ārā, lai zobi vairs neietilptu attiecīgos iedobumos nepārbīdamā pusē, sajūgu var izslēgt, ja vēlas pat darba laikā, t. i. slogotām vārpstām rotējot. Lielāku jaudu gadījumos tas gan prasītu ļoti lielu spēku, un tādēļ tas grūti praktizē-

jams. Ieslēgt, turpretim, sajūgu darba laikā vispārīgi nav iespējams (kā jau 353. lpp. minēts), jo tad gandrīz momentani būtu jāpaātrina dažreiz ievērojamas masas, un tādēļ lūzumi būtu gandrīz nenovēršami.

b) Berzes sajūgi.

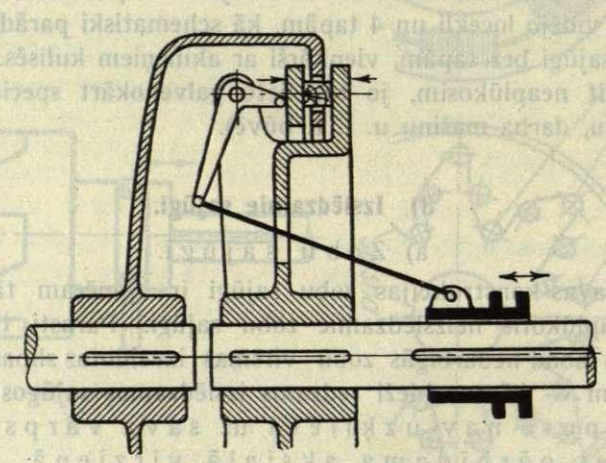
Šie sajūgi atļauj ieslēgt vai izslēgt piedzītos mechanismus vai transmisijas darba laikā, jo šeit vērpes momentus pārnes ar berzes pretestību starp speciali šim nolūkam izveidotām virsmām. Berzes pretestību var regulēt, palielinot pamazām normalspēku starp virsmām; tādā veidā var pamazām paātrināt piedzītos mechanismus vai transmisijas, atļaujot sajūgam slīdēt iekustināšanas laikā. To pašu varētu arī sasniegt ar 354. lpp. minēto grupu, proti:

c) hidrauliskiem sajūgiem;

tā kā tos pa lielākai daļai lieto tikai specialām vajadzībām, mēs šo grupu šeit tuvāk neaplūkosim. Aprobežosimies ar daudz plašākos apmēros lietoto **berzes sajūgu** schemu principialo iztirzāšanu.

Konstrukciju šeit ir ļoti daudz, tādēļ ērtības labad sadalīsim berzes sajūgus četrās galvenās formās un aplūkosim īsumā piemēru schemas.

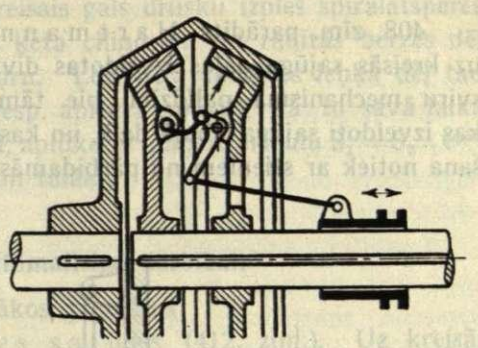
I. Ripu sajūgi, kuros berzes virsmas novietotas uz vienas vai vairākām ripām (dažreiz uz liela skaita plānu ripu, t. s. lamellu). 407.



407. zīm.

zīm. parādīts Isfort'a sajūga darbības princips: berzes virsmas atrodas uz klučiem, kas atrodas ripas ligzdās (kluči var padoties aksialā virzienā); šī ripa savienota ar sajūga kreiso nepārbīdamo daļu. Sajūga labā daļa sastāv no 2 ripām, no kurām iekšejā pārbīdama aksialā virzienā ar leņķa sviru. Leņķa sviru iedarbina ar stieņiem no aksialā virzienā pār-

bīdamās uzmavas. Sajūga labās daļas ārējās ripas rumba uzķīlēta uz sava vārpstas posma gala, bet uzmava pārbīdama gar ierievi. Iebīdot uzmavu, leņķu svira tuvina iekšējo ripu ārējai, pie kam starp tām saspiež kreisās puses berzes klučus; tādā veidā rada momentu pārnešanai nepieciešamo berzes pretestību.

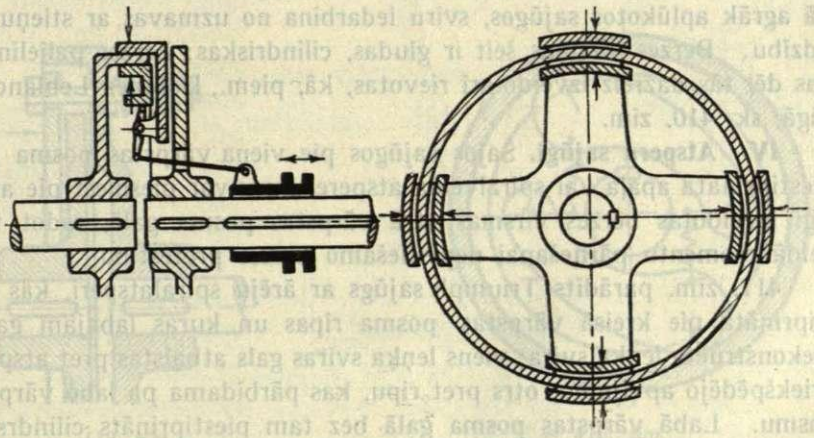


408. zīm.

Šim sajūgam klučus parasti izveido no koka. Līdzīgiem citāda veida sajūgiem ņem arī citus materialus ar lielu berzes koeficientu μ, piem., asbestkombinacijas. Agrāk bieži lietoja ādu; dažreiz ņem vienkārši ķetu u. t. t.

II. Koniski sajūgi izveidoti ar vienkāršu vai dubultkonu (lieto arī kombinaciju kons + ripa). Līdzīgi gadijumam ar trijstūrainu skrūves vītnes profilu vai ķīļsiksnu (301. lpp.), berzes koeficients šeit itin kā palielinas līdz fiktivai vērtībai μ_{fikt}; tādēļ sajūga iedarbināšanai vajadzīgi mazāki spēki.

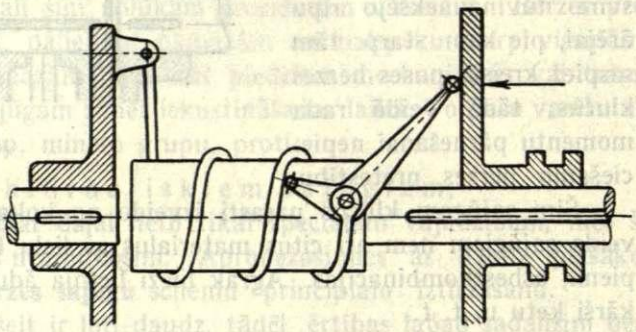
Palielinātais berzes koeficients var tomēr radīt arī neērtības. Piem., ja sajūgu neuzmanīgi ieslēdz, tas stipri rausta pievienotos mechanismus, kas var radīt bojājumus. Berzes virsmas dažreiz arī ieēdas, un tad tās grūti atraut vienu no otras.



409. zīm.

408. zīm. parādīts Hartmann'a sajūga darbības princips: uz kreisās sajūga daļas izveidotas divas koniskas berzes virsmas. Ar sviru mechanisma palīdzību pie tām piespiež attiecīgus pretkonus, kas izveidoti sajūga labajā daļā, un kas slīd aksialā virzienā. Iedarbināšana notiek ar stieņiem no pārbīdamās uzmavas.

410. zīm.



411. zīm.

III. Kluču sajūgi atšķiras no līdz šim aplūkotiem ar to konstruktivo īpatnību, ka vienas sajūga puses berzes ķermeņi nav veselas (vai apmēram veselas) ripas vai koni, bet ka tie veidoti tikai no atsevišķiem, samērā nelieliem segmentiem. Kluči var būt iekšēji, ārēji vai abpusīgi.

409. zīm. parādīts Hill'a sajūgs ar abpusīgi darbīgiem kločiem, ko ar sviru sabīda kopā radialā virzienā, saspiežot starp tiem esošo cilindrisko berzes trumuli, kas pieder sajūga kreisajai pusei. Tāpat kā agrāk aplūkotos sajūgos, sviru iedarbina no uzmavas ar stieņu palīdzību. Berzes virsmas šeit ir gludas, cilindriskas; berzes palielināšanas dēļ tās dažreiz izveido arī rievotas, kā, piem., Dohmen-Leblanc sajūgā, sk. 410. zīm.

IV. Atsperu sajūgi. Šajos sajūgos pie viena vārpstas posma gala piestiprināta apaļa vai spiralveida atspere, kuru var piespiest pie attiecīgi izveidotas berzes virsmas otrā vārpstas posma galā, radot tādā veidā momentu pārnešanai nepieciešamo berzes pretestību.

411. zīm. parādīts Triumph sajūgs ar ārēju spiralatsperi, kas piestiprināta pie kreisā vārpstas posma ripas un kuras labajam galam piekonstruēta leņķa svira; viens leņķa sviras gals atbalstas pret atsperes priekšpēdējo apvijumu, otrs pret ripu, kas pārbīdama pa labo vārpstas posmu. Labā vārpstas posma galā bez tam piestiprināts cilindrs no cieta ķeta, ap kuru atspere var apvīties. Pārbīdot pa kreisi labā vārp-

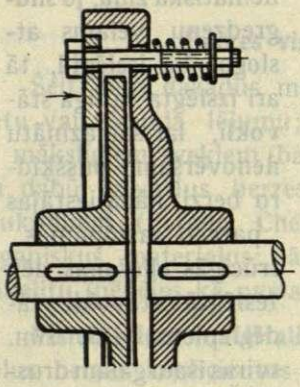
stas posma ripu, leņķa sviras kreisais gals drusku izpleš spiralatsperes pēdējo apvijumu; tas pieskaras ķeta cilindram un radītās berzes dēļ cieši apvij visu atsperi ap cilindru. Ļoti lielā aptveres leņķa dēļ tad var pārnest lielus momentus resp. aploces spēkus, kā to savā laikā redzējām siksnas pārvada teorijā, aplūkojot pamatformulu $S_1' = S_2' \cdot e^{\mu\Omega'}$ [sk. (V. 24) formulu 279. lpp. un tālāk].

4) Sajūgi automatiskai darbībai.

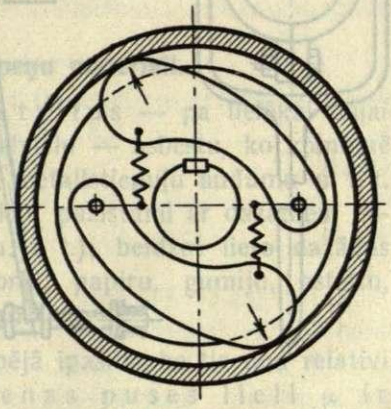
Aplūkosim dažus vienkāršākos piemērus:

a) Berzes pārslodzes sajūgs (412. zīm.). Uz kreisās vārpstas uzķīlēts ripveida berzes ķermenis (var būt arī kons u. t. t.), ko saspiež ar regulējamu atsperu spēku starp divām ripām. No tām viena uzķīlēta uz labās vārpstas, bet otra aksiali pārbīdama relativi pret šo. Slodzei (resp. momentam) dzītā vārpstā pārāk pieaugot, sajūgs sāk slīdēt, aizsargājot dzinēju no pārpūlēšanas.

b) Centrifugalspēku iedarbināts berzes sajūgs (413. zīm.). Uz vienai vārpstai piestiprinātās ripas atrodas šarniri, ap kuriem griežas pa svārsteklim; atsperes velk šos pēdējos miera stāvoklī uz vārpstas ass pusi. Otrās vārpstas galam piestiprināts tukšs cilindrs, kas aptver svārstekļus. Vārpstai ar svārstekļiem sasniedzot lielāku ritu skaitu, centrifugalspēki, kas iedarbojas uz svārstekļiem, izstiepj atsperes un cieši piespiež svārstekļus cilindra iekšējai virsmai, tā radot enerģijas pārnešanai pietiekošu berzes pretestību. Kā jau 354. lpp. minēts, tamlīdzīgi sajūgi ļoti ērti elektromotoru palaišanai, ja tiem jāiedarbina mašinas ar lielāku slodzi, ko nevar samazināt palaišanas laikā.



412. zīm.



413. zīm.

Sajūgu iedarbināšana.

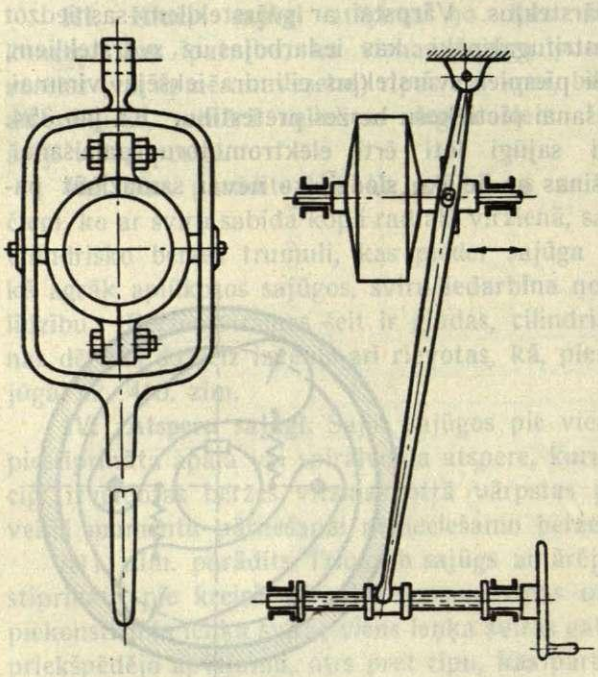
Berzes sajūgu ārējie iedarbināšanas mechanismi ir dažādas konstrukcijas. Pa lielākai daļai lieto sviru mechanismus, ar kuru palīdzību pārbīda aksialā virzienā slīdgredzenu, kas aptver pārbīdamās uzmavas kakliņu (414. zīm.); mazākiem sajūgiem slīdgredzena vietā lieto arī slīdgredzena daļas — akmeņus, pat tikai drusku noapaļotus dakšas galus.

Mazos sajūgos sviras iedarbina parasti tieši ar roku; lielākos sajūgos, kur nepieciešamie spēki bieži ievērojami lieli, lieto skrūves, gliemežus, zobstieņus, zobratus, ķēžu ratus vai tamlīdzīgas ierīces.

Sevišķi parocīgi sviru mechanismi (ne tikai ārējie, kas kalpo sajūga iedarbināšanai, bet arī iekšējie) īstenībā gan nav, jo tie prasa rūpīgu pielāgošanu un apkalpošanu, kas nav visai viegla lieta, jo sajūgā bieži darbojas lieli spēki. Galvenās neērtības ir šādas:

1) Diezgan grūti ejļot pienācīgā veidā slīdgredzenu, kas pastāvīgi slīd pa uzmavas kakliņu darba laikā.

2) Berzes virsmu nenovēršamās nolietošanās dēļ sajūga iekšējie un ārējie iedarbināšanas sviru mechanismi laiku pa laikam rūpīgi jāieregulē, lai pēc iespējas visas berzes virsmas vienādi piedalītos momentu pārnešanas procesā un lai šis process noritētu pēc iespējas vienmērīgāk bez triecieniem un raustīšanas.



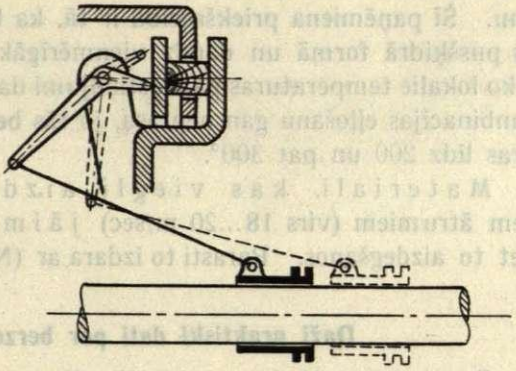
414. zīm.

3) Iekšējie sviru mechanismi prasa rūpīgu konstruēšanu kinematiskā ziņā, jo slīdgredzenu vēlams atslogot kā ieslēgtā, tā arī izslēgta sajūga stāvoklī, lai samazinātu nenovēršamo pusšķidro berzi, kāda iestājas parasti sastopamās trūcīgās ejļošanas dēļ. Ieslēgtā stāvoklī tādēļ, piem., 415. zīm. sviras īsam galam drusku jāpāriet stinguma

punkts. Berzes ķermeņu ceļi nedrīkst būt gari — tikai daži milimetri vai pat mazāk — lai samazinātu sviras īso plecu un līdz ar to sajūga iedarbināšanai nepieciešamo spēku.

Viss tas rada zinamas konstruktivas un apkalpošanas grūtības. Tas laikam arī ir galvenais iemesls, kādēļ sajūgu konstrukciju ir tik daudz, un kādēļ tās pastāvīgi vēl mainas.

Citas sajūgu iedarbināšanas palīgierīces ir, piem., atsperes (mazākiem sajūgiem), ko plaši lieto automobiļu technikā. Sajūgu izslēdz ar sviru mechanismu, kas saspiež atsperi; sajūga ieslēgšanas darbu uzņemas saspiestā atspere.



415. zīm.

Lieliem sajūgiem daudz ērtākas nekā svīru mechanismi ir tādas iedarbināšanas ierīces, ko apkalpo ar elektromagnetiem vai arī ar komprimētu gaisu vai šķidrumu. Elektromagneti vai cilindri ar virzuļiem, kuros ievada gaisu vai šķidrumu, iebūvēti sajūga čaulā; gaisa vai šķidruma pievadi ievietoti tukšā vārpstā; elektrisko enerģiju var pievadīt vēl vienkāršāk ar vadiem un slīdgredzeniem. Uzbūve iznāk ļoti kompakta, un atkrīt gandrīz visas sviru mechanismu neērtības. Dārgās cenas dēļ tādi sajūgi sastopami tomēr tikai lielām jaudām.

Berzes virsmu veidķermeņu materiali.

Šeit lieto dažādus materialus: metallus — pa lielākai daļai ķetu vai tērauda lējumu; tālāk mineralvielu — asbestu, ko kombinē ar mākslīgiem sveķiem (bakelitu), fibru, metallstiepuļu audumu u. t. t. un dabū specialus berzes ķermeņus, kas pazīstami ar dažādiem nosaukumiem (Ferodo, Chekko, Tigrill u. t. t.); beidzot lieto dažādus organiskus materialus: ādu, koku, korķi, papiru, gumiju, asfaltu, bakelitu (pēdējos kā pamatmasu asbestam).

Visiem šiem materialiem ir tā kopējā īpašība, ka tie dod relativi lielus berzes koeficientus μ. No vienas puses lieli μ ir vēlami, jo tad iespējams samazināt sajūga iedarbināšanai nepiecie-

šamos spēkus; no otras puses tie tomēr drusku bīstami, jo: 1) neuzmanīgi un pārāk ātri ieslēdzot sajūgus, mechanismos rastos lieli triecieni. Tie var rasties arī par spīti vislabākai apkalpošanai, ja sajūga mechanismā ir kāda kļūda, kas berzes ķermeņu samērā ļoti niecīgo ceļu dēļ var viegli gadīties pat pēc rūpīgas ieregulēšanas; 2) lieli μ nozīmē arī lielu dilšanu un, ievērojot nenovēršamo nevienādību berzes virsmu saskaršanās ziņā, arī lielus koncentrētus siltuma daudzumus atsevišķās vietās. To ne katrs materials panes; bieži vien tas viegli šķobas, pat sadeg. Ļoti bieži tādēļ novērojama itin kā paradoksalā parādība, ka μ cenšas samazināt ar berzes virsmu ietaukošanu vai ieeļļošanu. Šī paņēmiena priekšrocība ir tā, ka berze kaut pa daļai pārvēršas pusšķidrā formā un daudz vienmērīgāk sadalas pa virsmām, līdz ar ko lokalie temperaturas paaugstinājumi daudzmaz izlīdzinas. Asbesta kombinacijas eļļošanu gan neprasa, jo tās bez grūtībām panes temperaturas līdz 200 un pat 300°.

Materiali, kas viegli aizdegas, piem., koks, lielākiem ātrumiem (virs 18...20 m/sec) jāimpregnē, lai nodrošinātos pret to aizdegšanos. Parasti to izdara ar $(NH_4)_2 SO_4$, vai $(NH_4)_3 PO_4$.

Daži praktiski dati par berzes sajūgiem.

Berzes koeficientu vērtības literaturā sastopamas ļoti dažādas, it sevišķi ietaukotām un ieeļļotām virsmām. Tas arī saprotams, jo šeit ļoti daudz atkarājas no virsmu stāvokļa, tāpat arī no berzes ķermeņu sastāva. Ieeļļotām vai ietaukotām virsmām problema bez tam top par hidrodinamisku, kā to savā laikā jau atzīmējām siksnas gadijumā; šeit lielu lomu spēlē ātrums, īpatnējais spiediens starp berzes virsmām un temperatura. Šeit dotie skaitļi tādēļ uzskatami tikai par vidējiem, tuviniem pieturas punktiem:

	sausas virsmas	ietaukotas virsmas	ieeļļotas virsmas
Ķets ar ķetu $\mu =$	0,15...0,2	0,05...0,1	0,02...0,1;
Koks „ „ $\mu =$	0,2 ...0,25	~0,1	— ;
Korķis „ „ $\mu =$	~0,35	~0,32	— ;
Āda „ „ $\mu =$	0,3 ...0,6	~0,25	~0,15;
Ferodo „ „ $\mu =$	0,3 ...0,5	~0,3	0,2...0,25;

Ar īpatnējiem spiedieniem p kg/cm² starp berzes virsmām nav ieteicams iet pārāk augsti, lai nenotiktu pārāk ātra dilšana un eventuala ieēšanās. Relativi nelieliem ātrumiem varētu pielaist apmēram: ādai, korķim, plāniem skārdiem (lamellām) $p \cong 0{,}5...1$ kg/cm²; kokam, asbestkombinacijām, biezākiem metallķermeņiem

$p \cong 3...6$ kg/cm². Ja slīdes laiks ir īss un ja ņemti materiali, kas siltuma nebaidas [piem., asbestkombinacija ar drāšu pinumu (ferodo) ar ķetu vai tēraudu, vai ķets ar ķetu], atsevišķos gadijumos iet pat līdz $p \cong 20$ kg/cm². Ja ātrumi ir lieli — virs 20...25 m/sec —, spiedieni ievērojami jāsamazina, lai samazinātu dilšanu un sasilšanu.

Specialos berzes ķermeņus (koku, ferodo, ādu) ieteicams lietot ne pārāk lielus, bet sastādīt tos no mazākiem gabaliem (līdz kādiem 300 mm garuma), jo lielākus ķermeņus šad tad pārrauj; bez tam nevienmērīgās nodilšanas gadijumā tie prasa dārgāku remontu.

Sajūgu apkalpojot, jāraugas uz to, lai to neieslēgtu pārāk īsā laikā, it sevišķi, ja paātrinamo masu inerces momenti ir lieli; tas dotu stiprus triecienus un bieži radītu bojājumus. No otras puses nedrīkst arī pārāk vilcināties ar ieslēgšanu, jo tad starp berzes virsmām attīstas lieli siltuma daudzumi, kas var stipri paaugstināt sajūga daļu temperaturu; tad sajūgs var tāpat bojāties deformaciju un papildu spriegumu dēļ.

Šo siltuma daudzumu rašanos un temperaturas celšanos gan nekad nevar pilnīgi novērst. To var teoretiski pierādīt, aplūkojot sajūga un ar to saistīto mechanismu iekustināšanu kā dinamisku problemu. Atkarībā no iekustinamo daļu inerces momenta un pielaižamā paātrinājuma (resp. ieslēgšanai paredzētā laika), tad var aprēķināt ieslēgšanai nepieciešamo spēku un ar berzi zaudēto enerģijas daudzumu, kas pārvēršas siltumā. Šo aprēķinu neizdarīsim; aizrādīsim tikai uz to, ka: jo lielāks ir iekustinamo mechanismu darba gaitas ātrums un inerces moments, jo ilgāks jāpielaiž iekustināšanai paredzamais laiks (pat līdz dažām minutēm), un jo lielāks būs zaudētās enerģijas daudzums, tā tad arī siltums. Ar lietderīgu konstrukciju jācenšas sasniegt tādos gadijumos pēc iespējas mazāku sajūga daļu temperaturas pieaugumu, lietojot lielākas metalla masas siltuma uzņemšanai, izveidojot lielākas izstarošanas virsmas (kaut ar ribu palīdzību) un konstruējot pēc iespējas tā, lai sajūgs pats ventilētos.

Berzes sajūga iedarbināšanai nepieciešamais aksialais spēks uzmavā Q.

Šis spēks atkarājas, saprotams, no iekšējo sviru mechanisma izveidošanas un izmēriem. Visvienkāršākā gadijumā, kur sviru pavisam nav un berzes virsmas guļ transversalplaknē, pie kam tās ir domātas relativi šauras ar vidējo radiju R_b (416. zīm.), mēs dabūtu (apzīmējot pārnesamo aploces spēku radija R_b atstatumā no ass ar P):

$$P < Q\mu.$$

Ar

$$P = \frac{M_v}{R_b} = \frac{71620 \cdot N}{R_b \cdot u}$$

[no (V 3) nolīdzinājuma] mēs atrodam:

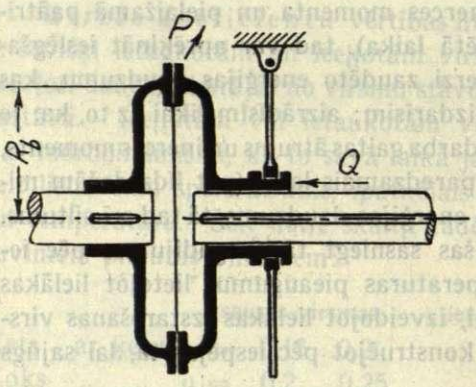
$$Q > \frac{71620\ N}{\mu \cdot R_b \cdot n}$$

Lai sajūgs droši turētu, Q jāņem ar pietiekošu rezervi, ko vislabāk izteikt ar kādu praksē iegūtu piemērotu skaitlisku koeficientu $c>1$. Tad dabūjam formulu:

$$Q \cong \frac{c \cdot 71620\ N}{\mu \cdot R_b \cdot n} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Koeficienta c vērtību varētu pieņemt apmēram:

kompresoru vai pumpju pievienošanas gadijumā $c \cong$ 2...3;
zāģu gateru pievienošanas gadijumā . . . . . $c \cong$ 3...4;
dizeļmotoru, gāzu motoru pievienošanas gadijumā $c \cong$ 1,5...2;
transmisiju pievienošanas gadijumā . . . . . $c \cong$ 1,25...1,5...2;
cellulozes, papirrūpniecības mašinu pievien. gadij. $c \cong$ 2...3;
ūdens turbinu pievienošanas gadijumā . . . . . $c \cong$ 1,5.



416. zīm.

Ja sajūgā ir sviru mechanisms, tad Q, saprotams, ir tikai aksialais spēks starp berzes virsmām. Aksialais spēks pārbīdamā uzmavā noteicams katrā atsevišķā gadijumā individuali. Visērtāk tas izdarams grafiski, aplūkojot stieņu mechanisma līdzsvara noteikumus.

Koniskos sajūgos — analoģiski savā vietā aplūkotiem gadijumiem ar trijstūraino vītnes profilu un ķīļsiksnu — berzes koeficients μ itin kā palielinas līdz fiktivai vērtībai μ_{fikt} (sk. 417. zīm. augšā). Līdzsvara noteikums ir:

$$\Sigma N_0 = \frac{Q}{\sin \alpha};$$

bet berzes pretestība ir:

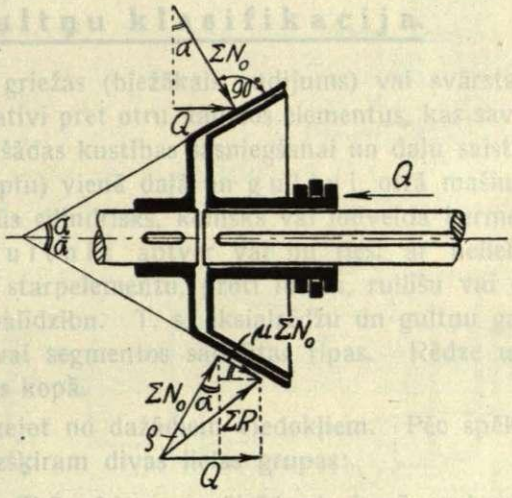
$$\mu \cdot \Sigma N_0 = \frac{\mu \cdot Q}{\sin \alpha} = Q \cdot \mu_{fikt},$$

kur

$$\mu_{\text{fikt}} = \frac{\mu}{\sin \alpha}.$$

Kā redzams, salīdzinot ar plakanas berzes ripas gadijumu, μ palielinājies itin kā par $\frac{1}{\sin \alpha}$.

Šī formula ir vistuvākā īstenībai un vislabāk atbilst mēģinājumu rezultatiem. Tādēļ to arī ieteicams lietot, kaut gan literaturā (analoģiski gadijumam ar ķīļsiksnu) sastopamas vēl divas citas μ_{fikt} izteiksmes: ievērojot pretestību sajūga iebīdīšanai un izraušanai. Iebīdīšanas gadijumā mēs dabūtu līdzsvara noteikumu (sk. 417. zīm. apakšā):



417. zīm.

$$Q = \Sigma N_0 \cdot \sin \alpha + \mu \cdot \Sigma N_0 \cdot \cos \alpha, \text{ resp.: } \Sigma N_0 = \frac{Q}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha},$$

un berzes pretestību:

$$\mu \cdot \Sigma N_0 = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha} \cdot Q = \mu'_{\text{fikt}} \cdot Q,$$

$$\text{kur: } \mu'_{\text{fikt}} = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}.$$

Sajūga izbīdīšanas gadijumā mēs atrastu:

$$\mu''_{\text{fikt}} = \frac{\mu}{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}.$$

Šo formulu saskaņa ar īstenību ir ļoti slikta.

Kona leņķus 2α ņem: $2\alpha \cong 24...30°$, minimali 20°; citādi virsmas var ieēsties.

VII. Rēdzes un gultņi.

Rēdžu un gultņu klasifikacija.

Ja divas mašinu daļas griežas (biežākais gadijums) vai svārstas (retākais gadijums) viena relativi pret otru, tad tos elementus, kas savā ziņā kalpo par starpniekiem šādas kustības sasniegšanai un daļu saistīšanai, sauc par r ē d z i (capfu) vienā daļā un g u l t n i otrā mašinu daļā. Visbiežāk r ē d z e būs cilindrisks, konisks vai lodveida ķermenis, ko attiecīgās formas g u l t n i s aptver vai nu tieši ar nelielu spraugu, vai arī ar specialu starpelementu, proti lodīšu, rullīšu vai t. s. segmentu (sk. turpmāk) palīdzību. T. s. aksialrēdžu un gultņu gadijumā ķermeņi ir veselas vai segmentos sadalītas ripas. Rēdze un gultnis v i e n m ē r darbojas kopā.

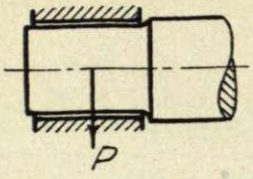
Rēdzes var klasificēt, izejot no dažādiem viedokļiem. Pēc spēka iedarbošanās virziena mēs izšķiram divas lielas grupas:

1) R a d i a l r ē d z e s (šķērsrēdzes, nesējrēdzes), kurās galveno spēku iedarbošanās virziens apmēram perpendikulars rēdzes ģeometriskai asij (418. zīm.).

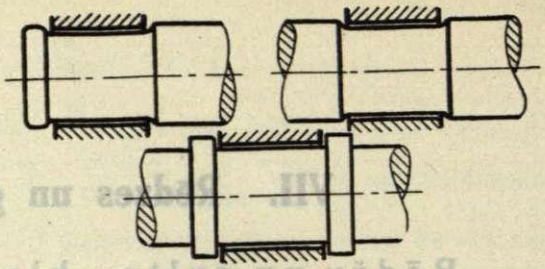
2) A k s i a l r ē d z e s (spiedrēdzes, atbalstrēdzes), kurās galveno spēku iedarbošanās virziens apmēram parallels rēdzes ģeometriskai asij (419. zīm.).

P i e 1). **Radialrēdzes** tālāk varētu sadalīt p ē c r ē d z e s a t r a š a n ā s v i e t a s: a) g a l a r ē d z ē s, ja rēdze atrodas vārpstas (vai vispārīgi mašinas daļas) galā, un b) k a k l a r ē d z ē s, ja tās atrodas kaut kur vidū (sk. 420. zīm.). Ja vēlas uzņemt arī nelielus aksialus spēkus vai nodrošināt rēdzi pret aksialu pārbīdi, rēdzi izveido tievāku par vārpstu; to pašu sasniedz, izveidojot rēdzes galos gredzenus (par ķemmveida rēdzēm sk. turpmāk). Transmisiju vārpstās rēdzes var būt ikkatrā vietā; tur, kā savā vietā bija teikts, parasti lieto pārstādamus atturgredzenus.

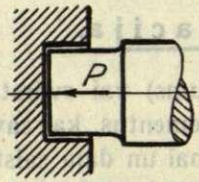
P ē c r ē d z e s f o r m a s radialrēdzes varētu sadalīt: 1) c i l i n d r i s k ā s r ē d z ē s, kas ir visparastākais gadijums. Retāk lieto 2) k o n i s k ā s r ē d z e s (421. zīm.), [kur, piem., prasa t. s. spēles



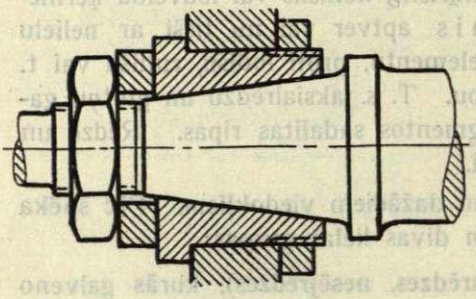
418. zīm.



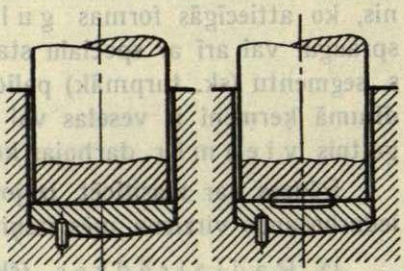
420. zīm.



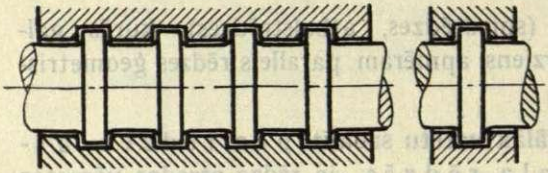
419. zīm.



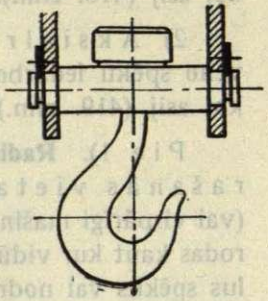
421. zīm.



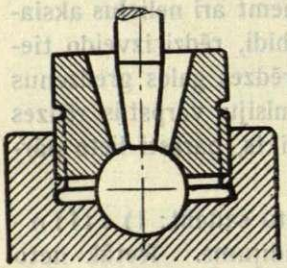
422. zīm.



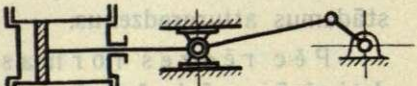
423. zīm.



425. zīm.



424. zīm.



426. zīm.

ātru ieregulēšanu starp rēdzi un gultni un aksialu spēku uzņemšanu]. Par lodveida formu sk. turpmāk.

Pie 2). **Aksialrēdzes** varētu sadalīt pēc rēdzes atrašanās vietas a) pieres jeb gala rēdzēs un b) gredzenu rēdzēs, ja rēdze ir vārpstas vidējā daļā.

Pēc formas gala rēdzes (422. zīm.) var būt ar 1) pilnu vai 2) gredzenveida virsmu, pie kam tās parasti kombinētas ar radialrēdzēm.

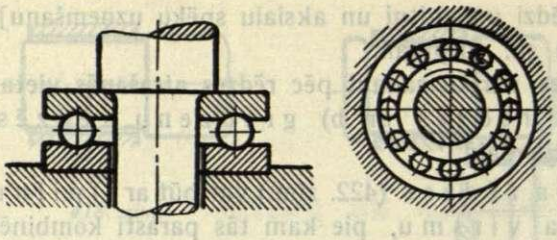
Gredzenu rēdzes (423. zīm.) var būt: 3) ar vienu vai diviem gredzeniem (piem., pēdējā laikā plaši lietotos t. s. segmentgultņos sk. turpmāk), vai 4) ar vairākiem gredzeniem, kā t. s. ķemmveida rēdzes, ko svarīgu trūkumu dēļ tagad gan mazāk lieto. Šo rēdžu galvenais trūkums ir tas, ka grūti sasniegt vienādu gredzenu piegulšanos gultnim; tādēļ dažus gredzenus viegli pārpūlēs, daži pavisam nestrādās.

Gredzenu rēdzes pa lielākai daļai arī kombinētas ar radialrēdzēm.

Pie aksialrēdzēm varētu pieskaitīt arī lodveida rēdzes (424. zīm.), kaut gan tās lieto arī kā radialrēdzes. Šo rēdžu galvenā īpatnība ir tā, ka bez rotacijas tās atļauj arī savienoto mašinu daļu savstarpējo svārstīšanos.

Tālāka rēdžu klasificēšana iespējama atkarībā no rēdžu kustības gultnī; šeit varētu izšķirt: a) nekustīgās, vai pareizāk runājot — maz kustīgās rēdzes, piem., krana kāša svārstīgā daļā (425. zīm.). Šeit vienīgais rēdzes uzdevums ir: dot kāsim iespēju nostāties pareizā stāvoklī. Tādēļ gultņi šeit ir visvienkāršākā veida, parasti vienkārši izurbti caurumi, un bieži nekāda eļļošana nav vajadzīga; b) svārstīgi rotējošas rēdzes, piem., krustgalvja rēdzes (426. zīm.); tās nerotē vienā noteiktā virzienā, bet abos pa nelielu aploces daļu. Eļļošana šeit parasti ne visai pilnīga, kaut gan būtu ļoti svarīgi to sasniegt; c) skrējējrēdzes, kas pastāvīgi rotē vienā virzienā savos gultņos. Tās prasa rūpīgu eļļošanu, kas bieži diezgan labi iespējama. Tas ir normalais un visbiežāk sastopamais rēdžu tips.

Gultņus mēs tuvāk aplūkosim turpmāk pēc berzes teorijas iztirzāšanas. Galvenās grupas ir tādas pašas kā rēdzēm: 1) **Radialgultņi**, kur galvenie spēki apmēram perpendikulari rēdzes asij, un 2) **Aksialgultņi**, kur galvenie spēki apmēram paralleli rēdzes asij. Gultņu galvenās konstruktivās grupas ir divas: A. **Slīdgultņi**, kuros starp rēdzes un gultņa virsmām notiek slīdes kustība. Šeit rēdzes virsma itin kā pieskaras gultņa virsmai (ar nelielu spraugu, kurā atrodas eļļa), vai nu



427. zīm.

tieši, vai ar specialu starpķermeņu, t. s. segmentu palīdzību. B. **Velšanās gultņi.** Šeit rēdžu vārda tiešā nozīmē parasti pavisam nav. Parasti uz vārpstas speciali apstrādātām vietām uzvelk gredzenus; gultņa vietu izpilda otrs gredzens, un starp abiem ievietoti speciali velšanās ķermeņiši: lodītes (427. zīm.), cilindriski vai koniski rullīši, spiralveidā satītas cilindriskas atsperes u. t. t. Vārpstai rotējot, velšanās ķermeņiši veļas pa gredzeniem; tādēļ šajos gultņos relativās slīdes kustības gandrīz nemaz nav.

Eļļošanas teorija.

Berze.

Griežoties gultnī, rēdze praktiski vienmēr kaut nedaudz sasilst, un ar laiku vai nu viņa vai gultnis (kas praksē biežāk sastopams) nodilst. Zinams enerģijas daudzums tā tad vienmēr pāriet siltumā un iet zudumā. Iemesls tam ir berze starp rēdzi un gultni vai starp eļļas daļiņām, kas atrodas spraugā starp rēdzi un gultni. Aplūkosim turpmāk drusku tuvāk šīs parādības, pie kam domāta būs galvenokārt slīdes berze, ar kuru mums ir darīšana slīdgultņos. Velšanās gultņos mums ir darīšana ar rites berzi, bet tās teoriju šeit neaplūkosim; praktiski tā ir arī daudz mazāk svarīga, jo ir relativi ļoti maza.

Berzes veidi.

Mēs varam izšķirt 4 berzes veidus: 1) sauso; 2) pussauso; 3) šķidro (jeb hidrodinamisko) un 4) pussķidro berzi.

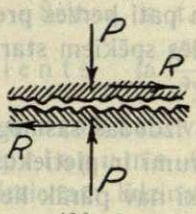
1) **Sausā berze** rodas starp diviem sausiem (neeļļotiem) ķermeņiem, kas saskaras un ko saspiež kopā, nenovēršamo virsmu nelīdzenumu dēļ. Berzes pretestības spēku R technikā parasti pieņemts izteikt pēc Coulomb'a likuma (sk. 428. zīm.):

$$R = \mu \cdot P \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

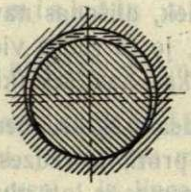
kur P ir normalspēks starp saskarvirsmām un μ berzes koeficients, ko pieņem pa lielākai daļai par konstantu. Tuvīni šis likums attēlo

faktiskos apstākļus, bet tikai ar zinamiem ierobežojumiem: ja P pieaug tik stipri, ka virsmu nelīdzenumu deformacijas pārbīdes laikā nav vairs elastīgas, bet paliekošas, tad par proporcionalitati starp R un P vairs nevar runāt: ja virsmu īpašības mainas (jo nelīdzenumus pamazām pārveido), tad mainas, acīmredzot, arī μ. Šādu berzi varētu nosaukt par skrambātāju; virsmu materials šajā gadijumā ātri dilst, un ar laiku μ pieņem pavisam citādu vērtību, kas atkarājas no materiala īpašībām.

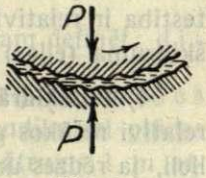
Dažiem mīkstiem, plastiskiem materialiem (piem., babitam) μ ar laiku samazinas, jo virsmas paliek gludākas. Citiem, cietiem materialiem var būt otrādi: lielais berzes darbs kāpina temperaturu, virsmas itin kā „ieēdas" cita citā un ar laiku var pat sametināties; līdz ar to μ stipri pieaug, dažreiz pat līdz tādai robežai, ka virsmu savstarpējā kustība vispārīgi vairs nav iespējama.



428. zīm.



429. zīm.



430. zīm.

Starpstāvokļos starp elastīgo sauso berzi un skrambātājas berzes galīgo robežu μ būs atkarīgs bez tam arī vēl no spēka P un no slīdes ātruma; miera stāvoklī μ ir lielāks nekā lielāku ātrumu gadijumos.

Gultņos sausā berze, acīmredzot, neder — tie ātri bojājas. To lieto tur, kur vajag noturēt vienu virsmu uz otras, resp. savienot divas daļas (piem., ķīļsavienojumos, kniežu savienojumos, berzes sajūgos) vai kur jāiznīcina darbs (piem., bremzēs); μ vērtības vispārīgi ir diezgan lielas, piem.:

tēraudam ar ķetu: elastīgā stāvoklī . . . $\mu \cong 0{,}17 \ldots 0{,}19$,

skrambātāja stāvoklī . $\mu \cong 0{,}45$ un vairāk.

2) **Pussausā berze** principiali atšķiras no sausās berzes tikai ar to, ka iedobumos starp nelīdzenumiem atrodas eļļošanas materials. Tomēr virsmas nelīdzenumi saskaras tieši tāpat kā sausas berzes gadijumā, un tādēļ tur aplūkotās parādības sastopamas arī šeit, — varbūt tikai drusku mīkstinātā veidā. Pussauso berzi ar nolūku lieto, piem., eļļotos berzes sajūgos, kur jāsavieno divas rotējošas daļas. Pret mūsu gribu

mums ar to ir darīšana ar katru rēdzi iekustināšanas momentā, jo miera stāvoklī tā piegulstas gultņa apakšējai virsmai, un tur eļļas kārta izspiesta ārā (429. zīm.). Tālāk ar to diezgan bieži jāsastopas, piem., svārstīgi rotējošos gultņos vai kulisu akmeņos, uz kuriem iedarbojas lielāki svārstīgi spēki; eļļa tur viegli izspiežas ārā, bet ievadīt jaunu ir diezgan grūti.

3) **Šķidrā** (jeb **hidrodinamiskā) berze** principiali atšķiras no sausās un pussausās berzes ar to, ka starp abām virsmām atrodas tik bieza eļļas (vai tauku) kārta jeb filma, ka metalliskā saskaršanās vispārīgi nevar notikt: rēdze itin kā peld gultņa spraugā esošā eļļā vai taukos (430. zīm.). Šo berzes veidu vispārīgi var sasniegt tikai tad, ja eļļa pietiekoši stipri pielipusi pie cietām virsmām (t. i. ja t. s., a d s o r b c i j a ir pietiekoši liela), un ja eļļas filma ir pietiekoši stabila, resp. ja uz rēdzi darbojošies spēki to nespiež ārā.

Šis ir visvēlamākais berzes veids gultņos: tā kā metalliskā saskaršanās starp virsmām nenotiek, dilšanas nav. Bez tam pati berzes pretestība ir relativi ļoti maza, jo tā rodas vienīgi no bīdes spēkiem starp šķidruma (eļļas) daļiņām, kas nav sevišķi lieli.

4) **Pussķidrā berze**. Idealu šķidru berzi vispārīgi izdodas sasniegt relativi retākos gadijumos, proti, ja rēdzes aploces ātrumi ir pietiekoši lieli, ja rēdzes un gultņa virsmas ir ļoti gludas, ja spēki nav pārāk lieli u. t. t. Diezgan bieži — it sevišķi stipri vai maīnīgi slogotos mechanismos ar lēnu kustības ātrumu — pilnīgi novērst metallisko saskaršanos neizdodas. Tad mums ir darīšana ar t. s. p u s š ķ i d r o j e b j a u k t o b e r z i, kas ieņem vidēju stāvokli starp šķidro un pussauso bērzi. Atkarībā no tā, cik intensivi notiek metalliskā saskaršanās, mēs, acīmredzot, varam dabūt ļoti daudzas vidusstadijas ar robežām: šķidro berzi no vienas puses un pussauso berzi no otrās puses. Jo vairāk mēs tuvojamies šķidrās berzes stāvoklim, jo labāk: dilšana, pretestība un gultņa sasilšana būs mazāka.

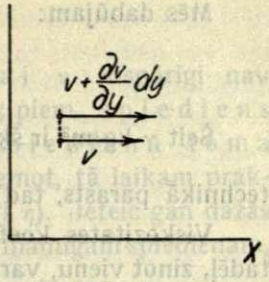
Aplūkosim turpmāk šķidrās berzes teorijas pamatus; kā teicām, šķidrā berze vienmēr vēlama; bez tam tā ir arī vienīgā teoretiski puslīdz izpētīta.

Viskozitate.

Eļļas viskozitate ir īpašība, kas rodas no t. s. iekšējās berzes starp eļļas daļiņām. Ar nevienādiem ātrumiem plūstošā viskoza šķidruma strāvā tādēļ radīsies bīdes spriegumi starp atsevišķiem šķidruma elementiem, kādu nav idealā šķidrumā.

Iedomāsimies, ka eļļa plūst + x ass virzienā, un ka tās ātrums kādā vietā ir v (431. zīm.); tad dy atstatumā (perpendikulari plūdes virzienam) ātrums vispārīgi būs:

$$v + \frac{\partial v}{\partial y} dy.$$



431. zīm.

Ātrumu nevienādības dēļ starp šķidruma elementiem radīsies bīdes spriegums τ, kas pēc Newton'a hipotezes ir:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \text{ kg/m}^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

P i e z ī m e: hipoteze pieņem, ka η ir neatkarīgs no spiediena, resp. tā maiņas, kas gan dabā tā īsti nav.

Šeit η ir t. s. d i n a m i s k a i s v i s k o z i t a t e s k o e f i c i e n t s. Ja $\frac{\partial v}{\partial y} = 1$, mēs atrodam $\tau = \eta$. Tādēļ varam definēt: d i n a m i s k a i s v i s k o z i t a t e s k o e f i c i e n t s η ir b ī d e s s p r i e g u m s 1 m² virsmai, ja ātrumu maiņa perpendikulari plūdes virzienam līdzinas vienībai, resp., ja lineārā maiņā ātrums 1 m atstatumā perpendikulari plūdes virzienam atšķiras par 1 m/sec.

η d i m e n s i j a t e c h n i s k ā s i s t e m ā ir, acīmredzot:

$$\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}\right].$$

A b s o l u t ā m ē r u s i s t e m ā, kādā η dots fizikalās tabulās, dimensija ir:

$$\left[\frac{\text{dyn} \cdot \text{sec}}{\text{cm}^2}\right] = \left[\frac{\text{gr.}}{\text{sec} \cdot \text{cm}}\right].$$

Sakarība starp techniskā un absolutā mēru sistemā dotiem η ir:

$$\eta \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}\right] = \eta \left[\frac{\text{gr}}{\text{sec} \cdot \text{cm}}\right] \frac{1}{98{,}1} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

Hidrodinamiskos aprēķinos pa lielākai daļai lieto, un arī tabulas biežāk min ne dinamiskos, bet t. s. k i n e m a t i s k o s v i s k o z i t a t e s k o e f i c i e n t u s ν, ko iegūst, dalot η ar šķidruma īpatnējo masu:

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \cong \frac{\gamma}{9{,}81} \frac{\text{kg} \cdot \text{sec}^2}{\text{m}^4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Mēs dabūjam:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{\eta g}{\gamma} \cong \frac{9{,}81\,\eta}{\gamma} \quad \frac{m^2}{sec} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Šeit γ kg/m³ ir šķidruma īpatnējais svars. Ja to mēro $\frac{kg}{dm^3}$, kā tas technikā parasts, tad formulā jāievieto, acīmredzot: $1000\,\gamma$ [kg/dm³].

Viskozitates koeficientus η vai ν [to sakarība dota (5) formulā; tādēļ, zinot vienu, var atrast otru] var noteikt pēc Poiseuille paņēmiena, novērojot šķidruma iztecēšanu no kapillarēm. Diemžēl, praksē ir ieviesušies citi paņēmieni un citas viskozitates mērošanas vienības. Piem., vairākās Eiropas valstīs plaši lieto t. s. Englera gradus $E°$, ko iegūst, atļaujot iztecēt 200 cm³ mērojamā šķidruma ar 20° C no 20 mm garas caurules ar ⌀ augšā = 2,9 mm un ⌀ apakšā = 2,8 mm; šķidruma staba augstums sākumā ir 52 mm. Mēroto iztecēšanas laiku dala ar destilēta ūdens iztecēšanas laiku tādos pašos apstākļos un attiecību sauc par $E°$. Amerikā lieto citādu vienību — Saybolt'a sekundes, t. i. laiku, kādā 60 cm³ eļļas ar 100° F iztek no speciala aparata. Anglijā lieto Redwood sekundes (iztek 50 cm³).

Visas šīs vienības ir pilnīgi patvaļīgi savā laikā pieņemtas, un ar mūsu teoretiski definētiem η un ν tām nav nekāda sakara. Kaut kāda proporcionalitate starp lielumiem šeit nepastāv, tādēļ pāreju, piem., no E° uz η vai ν var izdarīt tikai tuvīni ar specialām pārejas formulām. Tādu ir diezgan daudz. Ieteicams varbūt lietot vienu no samērā vienkāršākām, Ubbelohde's (ar γ kg/dm³):

$$\eta = \gamma \cdot \left(0{,}000737\,E° - \frac{0{,}000636}{E°}\right) \quad kg\,sec/m^2$$
$$\nu = 0{,}00000723\,E° - \frac{0{,}00000624}{E°} \quad m^2/sec \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Citādi uzbūvēta ir Vogel'a formula (ar γ kg/dm³):

$$\eta = \gamma \cdot 0{,}0102\,E° \cdot 0{,}0760^{\left(1 - \frac{1}{E_o^3}\right)} \quad kg\,sec/m^2 \quad \ldots \quad (7)$$
$$\nu = 0{,}0001\,E° \cdot 0{,}0760^{\left(1 - \frac{1}{E_o^3}\right)} \quad m^2/sec$$

Formulās ietilpstošo šķidruma īpatnējo svaru γ_t kādā dotā temperaturā t var noteikt, izejot no γ_{20} (ar 20° C) ar formulu:

$$\gamma_t = \gamma_{20}\,[1 - 0{,}00065\,(t° - 20°)]\ kg/dm^3 \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

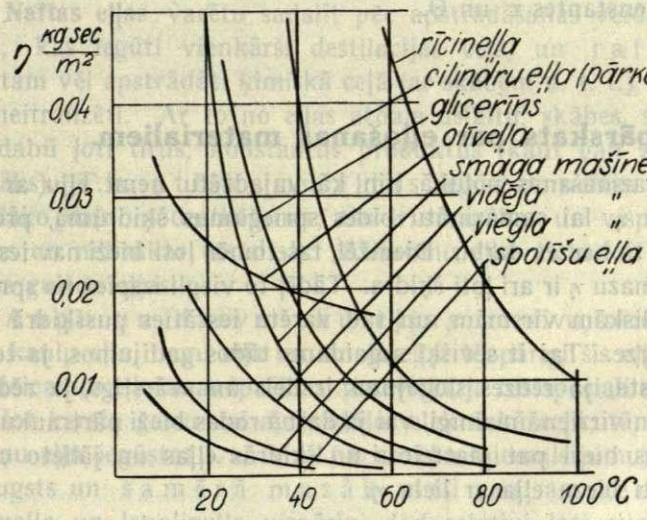
Vidēji eļļas $\gamma_{20} \cong 0{,}9$ kg/dm³.

Viskozitates koeficienti η vai ν vispārīgi nav konstanti, bet mainas atkarībā no apstākļiem; piem., spiediens un temperatura iespaido tos. Spiediena loma pagaidām vēl nav pietiekoši izpētīta. Vispārīgi ņemot, tā laikam praktiski pārāk liela nav (ar p pieaugumu palielinas arī η). Ieteic gan dažas eksponencialas formas izteiksmes η aprēķināšanai mainīgam spiedienam,

piem.: $\eta_p = \eta_{atm} \cdot a^p$ vai $\eta_p = \eta_{atm} \cdot e^{(a-1)\,p}$,

bet praksē tās pagaidām gandrīz nelieto. Būtu arī diezgan grūti matematiski ievērot p iespaidu turpmākās šķidrās berzes formulās.

Temperaturas iespaids diezgan labi zinams. Visām eļļām līdz ar temperaturas pieaugumu η ievērojami samazinas, bet katrai eļļai citādi.



432. zīm.

432. zīm. parādītas dažu eļļu šķirņu līknes. Līknes, kā redzams, ir apmēram hiperboliskas formas.

Analitiskās sakarības atrašanai starp η un t proponētas daudzas formulas. Piem., Falz's ieteic samērā vienkāršu formulu t. s. normaleļļām:

$$\eta = \frac{a}{(0{,}1\ t)^b}, \quad \text{ar } b \cong 2{,}6.$$

Ja ir zinami viskozitates koeficienti η 3 dažādās temperaturās, tad var pietiekoši tuvīni aprēķināt līknes gaitu ar Poiseuille interpolacijas formulu:

$$\frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{\eta_\Theta} + c(t-\Theta)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

kur Θ ir zemākā temperatura, līdz kurai formula vēl derīga. Ja ir zinami trīs η_t ar attiecīgiem t, tad viegli noteikt aprēķiniem nepieciešamās konstantes η_Θ, c un Θ.

Tā kā formulas labās puses pirmais summands, salīdzinot ar otro, ir relativi mazs (it sevišķi augstākām temperaturām), tad to var strīpot; tad mēs dabūjam vienkāršāku tuvīnu izteiksmi:

$$\frac{1}{\eta_t} \cong c'(t-\Theta)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9a)$$

Šeit jāzina, acīmredzot, tikai divi η_t ar attiecīgiem t, lai noteiktu abas nepieciešamās konstantes c' un Θ.

Īss pārskats par eļļošanas materialiem.

Berzes samazināšanas nolūkā itin kā vajadzētu ņemt eļļu ar iespējami mazāku η, lai samazinātu bīdes spriegumus šķidrumā, pretestību un līdz ar to berzes darbu. Diemžēl, tas tomēr ļoti bieži nav iespējams, jo eļļa ar mazu η ir arī ļoti šķidra. Tādēļ to viegli izspiež no spraugas starp metalliskām virsmām, un tad varētu iestāties pussķidrā vai pat pussausā berze. Tas it sevišķi sagaidams tādos gadijumos, ja temperatura ir augsta, ja rēdzes slogojums ir liels un svārstīgs, ja rēdzes ātrumi ir mazi un virzienā mainīgi, vai ja darbā rodas bieži pārtraukumi. Tādos gadijumos bieži pat jāatteicas no šķidrās eļļas un jālieto cieti tauki vai arī ļoti bieza eļļa ar lielu η.

Tālāk no eļļas jāprasa, lai adsorpcija starp rēdzes un gultņa metalliskām virsmām no vienas puses un eļļu no otras puses būtu liela (resp., lai iedarbotos molekularie pievilkšanas spēki). Tad mums ir zinama garantija, ka eļļas filma būs stabila, un ka pat ļoti augstu spiedienu u. t. t. gadijumos, kad šķidrā berze vairs nav iespējama, tomēr kaut nelielos apmēros eļļošana būs nodrošināta un neiestāsies sausā vai pussausā berze un eventuala „ieēšanās".

Tālākas prasības ir, lai eļļā nebūtu daudz kaitīgu piemaisijumu: skābju, ūdens, asfalta, pelnu u. t. t., lai eļļa ar laiku maz mainītos (piem., neoksidētos), lai tā nesāktu izgarot relativi pārāk zemā temperatūrā

tāpat lai tā tik ātri neaizdegtos, lai tā nesastingtu relativi pārāk augstā temperaturā u. t. t.

Prasības, ko mūslaiku technika uzstāda eļļām dažādās specialitatēs, ir ļoti nevienādas. Tādēļ mums nemaz nebūtu iespējams aplūkot šeit lietu tuvāk; bet tik daudz mēs gan varētu sacīt, ka atrast katrai vajadzībai kaut apmēram atbilstošu eļļu patlaban var bez sevišķām grūtībām, jo tirgū ir daudz šķirņu ar dažādām īpašībām.

Mašinbūvniecībā un vispārīgi technikā lietojamās eļļas pa lielākai daļai ir iegūtas no naftas (t. s. mineraleļļas); daudz mazāk lieto eļļas, kas iegūtas no augu vai dzīvnieku valsts produktiem, jo tās ir parasti ievērojami dārgākas. No akmeņogles, brūnogles, degakmeņa u. t. t. iegūtās eļļošanas vielas pa lielākai daļai mazāk piemērotas eļļošanas vajadzībām: tās samērā viegli sadalas un sacietē; arī to adsorpcijas spējas nav lielas, kaut gan η var būt ievērojams. Tādēļ, piem., darva (arī glicerins) viegli izspiežas no spraugām (virsmas plēves spēki ir lieli!) un eļļošanai neder.

Naftas eļļas varētu sadalīt pēc apstrādāšanas veida: destilatos, kas iegūti vienkārši destilacijas ceļā, un rafinatos, kas bez tam vēl apstrādāti ķimiskā ceļā (ar skābēm u. t. t.), speciali filtrēti un neitralizēti. Ar to no eļļas atdala asfaltu, skābes, sārmus u. t. t., un dabū ļoti tīrus, konstantus produktus (kaut gan η parasti paliek mazāks). T. s. atlikumu eļļas iegūst no naftas atlikumiem pēc vieglāko daļu nodestilēšanas; tās ir smagākas un vispārīgi mazvērtīgākas un netīrākas (asfalts!). Atlikumu eļļas lieto kā cilindru vai lētākas gultņu eļļas.

Augu un dzīvnieku eļļas ir: olīvu, rāceņu, linu, rīcineļļa, kaulu eļļa, nagu eļļa un lanolineļļa. Vispārīgi šīs eļļas bieži uzrāda ļoti teicamas eļļošanas īpašības, it sevišķi, ja tās speciali apstrādā (piem., iepūšot karstu gaisu vai apstrādājot elektriskā ceļā; tā, piem., apstrādā rāceņu eļļu, iegūstot t. s. Voltol eļļu piemaisijumu). Tad šo eļļu η ir augsts un samērā mazāk mainas ar temperaturu. Rīcineļļa un lanolineļļa vispārīgi dod relativi ļoti augstus η augstās temperaturās. Augstā cena pa lielākai daļai neatļauj lietot šīs eļļas tīras; tādēļ tās piejauc mineraleļļām, iegūstot t. s. Compound eļļas un Voltol eļļas (ar elektriski apstrādātu rāceneļļu, pie kam arī pašas mineraleļļas tādā veidā apstrādā, lai palielinātu η). Strādā arī, lai uzbūvētu sintetiskās (mākslīgās) eļļas no vienkāršākiem ogļūdeņražiem.

Šķidrās eļļas varētu sadalīt ērtākā pārskata dēļ vairākās grupās pēc viskozitates 50°C temperaturā (apmēram šāda temperatura diezgan bieži sastopama atbildīgos gultņos), proti:

		Viskozitate 50° C temperaturā.	
Spolīšu eļļa	(1,2 ... 2) E°,	resp.	$\eta \cong 0{,}0003 \ldots 0{,}0010$ [1])
Vieglā mašineļļa	(2 ... 3,5) E°,	„	$\eta \cong 0{,}0010 \ldots 0{,}0022$ [2])
Vidējā mašineļļa	(3,5 ... 6) E°,	„	$\eta \cong 0{,}0022 \ldots 0{,}0039$ [3])
Smagā mašineļļa	(6 ... 20) E°,	„	$\eta \cong 0{,}0039 \ldots 0{,}0134$ [4])
Cilindru eļļa	(20 ... 60) E°,	„	$\eta \cong 0{,}0134 \ldots 0{,}0402$ [5])

[1]) *Lieto: sīkās ātrskrejosās mašinās (tekstilrūpniecības mašinās, mazās tvaika turbinās u. t. t.);*

[2]) *Lieto: turbogeneratoros, elektromotoros, vieglās ātrskrejošās mašinās; t. s. z i e m a s eļļa;*

[3]) *Lieto: parastos gultņos; t. s. v a s a r a s eļļa;*

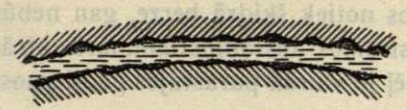
[4]) *Lieto: smagās lēnskrejošās mašinās, kloķu mechanismu gultņos;*

[5]) *Lieto: tvaikmašinu cilindros; vispārīgi ļoti augstās temperaturās.*

Vispārīgi runājot, eļļa jāizvēlas katrai svarīgākai patēriņa vietai individuali, ievērojot tās darbības apstākļus, proti: temperaturu, gada laiku (it sevišķi mechanismiem, kas strādā brīvā gaisā), slodzi, ritu skaitu, darbības pārtraukumu ilgumu u. t. t. Jo atbildīgāka un precizāka ir mašina, jo lielāka vērība jāpiegriež eļļas izvēlei. It sevišķi tas sakams par mašinām, kuru prasības pret eļļu ir ļoti augstas; tur parasti jālieto specialas eļļas šķirnes, piem.: automobiļiem, lidmašinu motoriem, kompresoriem, saldējamām mašinām, tvaika turbinām u. t. t. Vispārīgi tikai tik daudz varētu teikt, ka jo lielāks un nevienmērīgāks ir gultņu slogojums, jo lielāka ir temperatura, un jo mazāks ir ritu skaits, — jo lielāks jāņem eļļas η, pārejot vajadzības gadijumā (it sevišķi putekļainās vietās) pat uz cietiem taukiem; tos parasti lieto arī velšanās gultņos.

Cietie tauki (tavots) pa lielākai daļai nav vazelins, kura eļļošanas spējas nav lielas, bet kalcija vai natrija ziepju un ūdens emulsijas ar mineraleļļām, kas gan bieži izskatas ļoti līdzīgi vazelinam. Tauki ar kalcija ziepēm ir parastie t. s. š t a u f e r t a u k i, kas kūst jau samērā zemās temperaturās (80...100° C). Tauki ar natrija ziepēm ir daudz stabilāki; to kušanas temperaturas ir virs 100°, līdz pat 180...190°. Stipri slogotiem gultņiem lieto dažreiz lanolintaukus vai speķi (dārgi!). T ī r i mineraltauki ir, piem., zobratu eļļošanai lietotais Gargoyle 8855.

Bez tam par eļļošanas materialu lieto **grafitu,** piejaucot to nelielos daudzumos (0,5...2 %) eļļai vai taukiem. Grafits — sevišķi gultņa piestrādāšanas laikā — piepilda iedobumus starp virsmu nelīdzenumiem un eventualas poras (433. zīm.), tādā veidā radot ļoti gludu grafita spoguli. Varbūt arī eļļa tam labāk pielīp, bet puslīdz skaidrs,



433. zīm.

ka spraugas forma top daudz pareizāka un ka tādēļ hidrodinamiskā eļļas strāva iestājas tajā daudz vieglāk.

Derīgs tomēr ir tikai kolloidals grafits, ko iegūst mākslīgā ceļā elektriskā krāsnī (Oildag) vai no dabiskā grafita ķimiskā ceļā (Kollag). Šeit grafita daļiņas ir $< 0{,}1\ \mu$ un tajā nav nekādu lieku mineraldaļu, kas vienmēr atrodamas vienkāršā maltā grafitā un kas tikai skrāpē rēdzi un gultni.

Šķidrās berzes teorijas hidrodinamiskie pamati.

Mēs varam aplūkot berzes teoriju no hidrodinamiskā viedokļa (vismaz pagaidām) tikai tad, ja eļļas strāva caur gultņa un rēdzes spraugu ir t. s. l a m i n a r ā. Tā atšķiras no ideālā šķidruma strāvas tikai ar to, ka starp daļiņām darbojas bīdes spriegumi. Tādēļ ātrumu sadalījums strāvā būs citāds nekā idealam šķidrumam, bet pašas trajektorijas būs tādas pat noteiktas matematiskas līknes. Ja turpretim strāva būtu t u r b u l e n t a, tad šķidruma daļiņas papildus svārstītos vēl ārā no šīm trajektorijām virpuļu veidā, līdz ar ko berzes pretestība varētu ievērojami palielināties; aplūkot matematiski šo gadijumu (vismaz pagaidām) vēl nav iespējams.

Viegli tomēr redzēt, ka gultņu spraugās turbulentās strāvas normali nebūs. Reynolds'a kriterijs turbulentas kustības sākumam ir:

$$\frac{V_{krit} \cdot 4\,h}{\nu} \cong 2300,$$

kur h ir spraugas augstums.

Tā kā eļļas vidējais ātrums $V_{krit} \cong \frac{1}{2} V$ (kur V ir rēdzes ātrums), tad mēs dabūjam:

$$\frac{V \cdot 2\,h}{\nu} \cong 2300, \quad \text{resp.:} \quad h \cong \frac{2300 \cdot \nu}{2V}.$$

Ņemot praksē gandrīz m i n i m ā l i sastopamo $\eta \cong 0{,}001\,\text{kg sec/m}^2$, mēs no (5) formulas dabūjam:

$$\nu = \frac{\eta g}{\gamma} \cong \frac{0{,}001 \cdot 9{,}81}{900} \cong 0{,}000011\ \text{m}^2/\text{sec}.$$

Pieņemot tālāk praksē gandrīz m a k s i m ā l i sastopamo $V \cong 50$ m/sec, atrodam:

$$h = \frac{2300 \cdot 0{,}000011}{2.100} \cong 0{,}00013\ \text{m} \cong 0{,}13\ \text{mm}.$$

Tik platas spraugas gultņos, kuros notiek šķidrā berze, gan nebūs sastopamas; tā tad pat pieņemtos ekstremos apstākļos laminarās strāvas eksistence ir nodrošināta — un tādēļ jo vairāk parastajos gadijumos.

Atradīsim tālāk p a m a t n o l ī d z i n ā j u m u stacionarai hidrodinamiskai strāvai spraugā. Aplūkosim eļļas strāvu šaurā spraugā, kuru iedomāsimies b e z g a l ī g i d z i ļ u z a s s v i r z i e n ā; spraugas sienas iedomāsimies cilindriskas ar veidulēm, kas ir parallelas z asij (434. zīm.). Ar to problema pārvēršas d i v d i m e n s i o n a l ā, jo, lai kur mēs izdarītu griezumu perpendikulari z asij, apstākļi viscaur būs vienādi.

Iedomāsimies tālāk, ka spraugas (tā praksē ir ļoti šaura — tikai dažas simtdaļas mm augsta) griezuma viduslīnija iet x ass virzienā, un ka eļļa plūst (— x) ass virzienā.

Aplūkosim šķidruma elementa $dx \cdot dy \cdot 1$ līdzsvaru. Ja neievērojam inerces spēkus, kas, salīdzinot ar spiediena un bīdes spēkiem, ir neievērojami, tad dabūjam, acīmredzot:

$$\left(p_1 - p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx\right) dy \cdot 1 + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} \cdot dy - \tau\right) dx \cdot 1 = 0$$

vai: $$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y}.$$

No (2) formulas: $\tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial y}$ atrodam, p i e ņ e m o t v i e n k ā r š ī b a s d ē ļ $\eta = \text{const}$:

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}.$$

Ievietojot dabūjam:

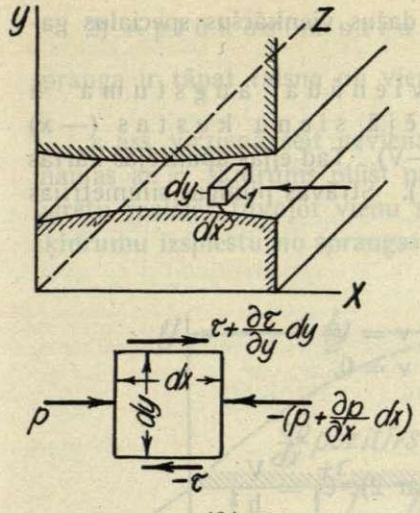
$$\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

kā pamatdiferencialnolīdzinājumu hidrodinamiskās berzes izpētīšanai.

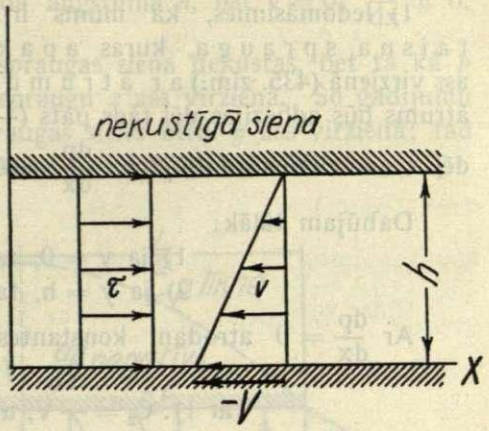
Ar v šeit apzīmēts telpā mainīgais eļļas ātrums (m/sec) spraugā.

P i e ņ ē m u m s $\eta = \text{const}$. f a k t i s k i e m a p s t ā k ļ i e m gan n e a t b i l s t. Kā mēs vēlāk redzēsim, eļļai plūstot pa spraugu, stipri mainas spiedieni un bez tam berzes pretestības dēļ arī temperatura. Bet tas, kā 381. lpp. redzējām, rada ievērojamas η maiņas.

Pilnīgi izpētīt jautājumu, ievērojot eksaktā veidā η maiņu, nevar, jo tad nekāda (10) nolīdzinājuma integracija nav iespējama. Pamatojoties uz eksperimentalu mērojumu datiem, var gan pieņemt kādu $\eta = f(x)$



434. zīm.



435. zīm.

un tad izdarīt integraciju; ar to jau tā ievērojami sarežģītās formulas, saprotams, vēl tālāk komplicējas. Tā kā šeit mūs interesē tikai vispārīgie rezultati, mēs lietosim vienkāršāko pieņēmumu $\eta = \mathrm{const}$; atcerēsimies tikai, ka tas īsti pareizs nav, un tādēļ patiesībā korrigējams.

Lai varētu integrēt (10) nolīdzinājumu, pieņemsim tālāk, ka $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, t. i., ka spiediens spraugas augstuma virzienā nemainas; spraugas ļoti nelielā augstuma dēļ to var droši vien darīt bez ievērojamas kļūdas. Tā kā spraugas bezgalīgā dziļuma z ass virziena dēļ arī $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$, un stacionarā strāvā $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ (kur t šeit ir laiks), dabūjam, ka $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}$. Ievietojot to (10) nolīdzinājumā un integrējot lielumam v, dabūjam ātruma sadalijumu pa spraugas augstumu (y ass virzienā):

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} y + C_1 \quad \text{un:}$$

$$v = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot y^2 + C_1 y + C_2 \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Šis pamatnolīdzinājums dod mums iespēju izpētīt strāvu spraugās. Lai to varētu izdarīt, jānoteic tikai konstantes C_1 un C_2 atkarībā no robežapstākļiem.

Lai lieta būtu skaidrāka, ņemsim dažus vienkāršus specialus gadijumus:

1) Iedomāsimies, ka mums ir vienāda augstuma h taisna sprauga, kuras apakšējā siena kustas (— x) ass virzienā (435. zīm.) ar ātrumu (—V). Tad eļļas apakšējās kārtas ātrums būs adhezijas dēļ tāds pats (—V). Strāvas pilnīgas simmetrijas dēļ x ass virzienā dabūjam: $\frac{dp}{dx} = 0$.

Dabūjam tālāk:

1) ja $y = 0$, tad $v = V$;
2) ja $y = h$, tad $v = 0$.

Ar $\frac{dp}{dx} = 0$ atrodam konstantes:

$$\text{ar 1): } C_2 = -V, \text{ un ar 2): } C_1 = \frac{V}{h}.$$

Ievietojot tās (11) nolīdzinājumā, dabūjam:

$$v = \frac{V}{h} y - V = V\left(\frac{y}{h} - 1\right) \quad \ldots\ldots \quad (12)$$

Tā tad: eļļas ātrumi spraugā mainas lineari ar y (sk. 435. zīm.).

Diferencējot (12) nolīdzinājumu, atrodam:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{V}{h} = \text{const} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12a)$$

un ar (2) formulu: $\tau = \eta \cdot \frac{\partial v}{\partial y}$ tālāk:

$$\tau = \eta \cdot \frac{V}{h} = \text{const.} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Tā tad: bīdes spriegumi šķidrumā ir konstanti (sk. 435. zīm.)

Elementarais „berzes pretestības spēks" (apakšējās sienas pārbīdei) spraugas dziļumam $z = 1$ ir, acīmredzot:

$$\frac{dR}{z} = \tau \cdot dx = \frac{\eta V}{h} \cdot dx \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

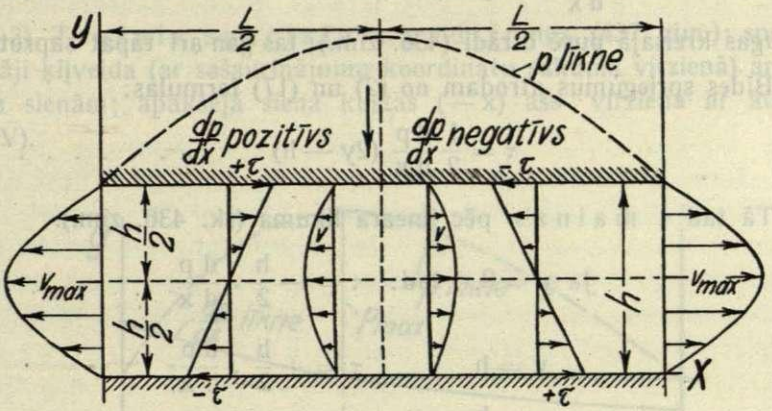
Šķidruma daudzums, kas sekundes laikā plūst pa spraugas dziļumu $z = 1$, ir [ar (12) nolīdzinājumu]:

$$Q/z = \int_0^h v \cdot dy = V \cdot \int_0^h \left(\frac{y}{h} - 1\right) dy = -\frac{Vh}{2} \quad \ldots \quad (15)$$

Piezīme. (—) zīme šeit nozīmē vienīgi to, ka šķidruma plūde notiek negativās z ass virzienā.

2) Aplūkosim otru specialu gadijumu (436. zīm.); sprauga ir tāpat taisna un vienāda augstuma h, bet $V = 0$; $\frac{dp}{dx} \neq 0$.

x ass virzienā šeit neviena spraugas siena nekustas, bet tā kā p mainas ar x, šķidrums plūst pa spraugu x ass virzienā. Šo gadijumu varētu realizēt, tuvojot vienu spraugas sienu otrai y ass virzienā; tad šķidrumu izspiestu no spraugas abos (+) un (—)x ass virzienos.



436. zīm.

Konstantes C_1 un C_2 (11) nolīdzinājumā noteicam no robežstāvokļiem:

1) ja $y = 0$, tad $v = 0$; 2) ja $y = h$, tad $v = 0$.

Dabūjam ar 1): $C_2 = 0$;

„ „ 2): $C_1 = -\frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot h$,

un tādēļ, ievietojot (11) nolīdzinājumā:

$$v = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

Kā redzams, ātrumi mainas y virzienā pēc paraboliska likuma (436. zīm.).

Diferencējot atrodam:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} (2y - h) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

. Maksimalo ātrumu v_{max} dabūsim tādēļ, ja $y = \frac{h}{2}$. Paša maksimalā ātruma v_{max} izteiksme ir:

$$v_{max} = -\frac{h^2}{8\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Ātrumu v un v_{max} virziens, kā redzams, atkarājas no $\frac{dp}{dx}$. Spraugas labajā pusē, kur $\frac{dp}{dx}$ ir negativs, v un v_{max} ir pozitivi, t. i. tie ies pa labi, spraugas kreisajā pusē otrādi (436. zīm.); tas gan arī tāpat saprotams.

Bīdes spriegumus atrodam no (2) un (17) formulas:

$$\tau = \frac{1}{2}\frac{dp}{dx}(2y - h) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Tā tad τ m a i n a s pēc lineara likuma (sk. 436. zīm.).

Ja $y = 0$, tad: $\tau = -\frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx}$;

„ $y = h$, „ $\tau = +\frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx}$;

„ $y = \frac{h}{2}$, „ $\tau = 0$.

Augšā un apakšā (kā sagaidams) τ ir vienādi, tikai ar pretēju zīmi. Apakšā τ zīme ir, kā redzams, pretēja $\frac{dp}{dx}$ zīmei. Tādēļ spraugas kreisajā un labajā pusē τ diagrammas iet pretējos virzienos (sk. 436. zīm.).

Elementarais berzes pretestības spēks spraugas garumam $z = 1$ būs kā 1) gadījumā (sk. 388. lpp.):

$$\frac{dR}{z} = \tau\, dx \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

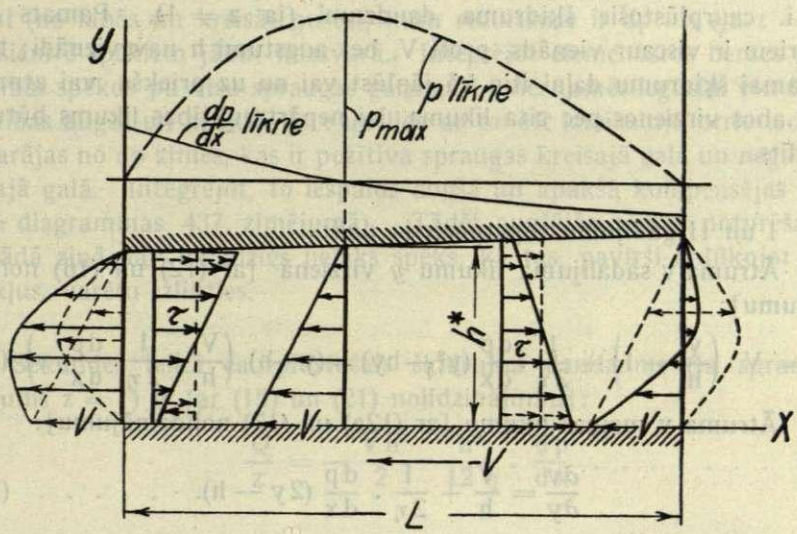
Atrodam
- apakšā ar $y = 0$: $\frac{dR}{z} = -\frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx$;
- augšā ar $y = h$: $\frac{dR}{z} = +\frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot dx$.

Beidzot šķidruma daudzums, kas plūst sekundes laikā pa spraugas garumu $z = 1$, ir [ar (16) formulu]:

$$\frac{Q}{z} = \int_0^h v\, dy = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \int_0^h (y^2 - h\,y)\, dy = -\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \quad \ldots \quad (21)$$

P i e z ī m e. Spraugas simmetrijas dēļ tā vieta, kurā ātruma pavisam nebūs (kur strāva sadalas labajā un kreisajā), atradīsies spraugas vidū, t. i. $\frac{L}{2}$ atstatumā no koordinatu sākuma x ass virzienā (sk. 436. zīm.). Tur spiediens būs m a k s i m a l s (uz Bernoulli likuma pamata. Arī (17) nolīdzinājums to rāda: ja $v = 0$, tad $\frac{\partial v}{\partial y} = 0$, un tādēļ arī $\frac{dp}{dx} = 0$, resp. p ir maksimals).

3) T r e š a i s s p e c i a l a i s g a d i j u m s (437. zīm.): sprauga ir vāji ķīļveida (ar sašaurinājumu koordinatu sākuma virzienā) ar taisnām sienām; apakšējā siena kustas (— x) ass virzienā ar ātrumu (— V).



437. zīm.

Šo gadijumu varam uzskatīt savā ziņā par abu iepriekš aplūkoto gadijumu kombinaciju: tā kā apakšējā siena kustas ar (— V), eļļas kustība būs līdzīga pirmam gadijumam ar ātrumu sadalijumu pēc trijstūriem ar pamatu (— V). Bet bez tam spraugas sašaurinājuma dēļ augšējā siena caurplūdes laikā itin kā tuvojas apakšējai sienai, kā otrā gadijumā; tādēļ dabūsim otru šķidruma kustību (+) un (—) x ass virzienos ar parabolisku ātrumu sadalijumu y ass virzienā. Abas šīs kustības superponēsies, un tādēļ gala rezultatā dabūsim ātruma sa-

dalijuma likumu, kāds parādīts 437. zīmējumā. Trijstūra sadalijums paliks tikai vienā vietā, kur kustības pēc parabolas likuma pavisam nav.

1. piezīme. Vietai, kur paraboliski sadalītais ātrums pazūd, nav jāatrodas spraugas vidū, kā tas simmetrijas dēļ ir II gadijumā (sk. 436. un 437. zīm.). Tā kā šeit sprauga ir ķīļveida, tad šī vieta var būt citur; kā vēlāk redzēsim (404. lpp.), tā atrodas tālāk par spraugas vidu, skatoties kustības virzienā. Turpat atrodas p_{max} (maksimalais spiediens).

2. piezīme. Ka ķīļveida spraugā ātrumu sadalijums nevar būt vienkārši linears kā pirmā specialā gadijumā, saprotams arī no caurplūdes viedokļa: ātrumu diagrammu laukumi taču ir:

$$\frac{Q}{z} = \int_0^h v\,dy,$$

t. i. caurplūstošie šķidruma daudzumi (ja $z = 1$). Pamats trijstūriem ir viscaur vienāds, proti V, bet augstumi h nav vienādi; tādēļ zinamai šķidrumu daļai itin kā jāplūst vai nu uz priekšu, vai atpakaļ, vai abos virzienos pēc cita likuma, lai nepārtrauktības likums būtu izpildīts.

I un II gadijumu superpozicija dod:

Ātruma v sadalijuma likumu y virzienā [ar (12) un (16) nolīdzinājumu]:

$$v = V\left(\frac{y}{h} - 1\right) + \frac{1}{2\eta}\cdot\frac{dp}{dx}(y^2 - hy) = (y - h)\left(\frac{V}{h} + \frac{1}{2\eta}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot y\right) \quad (22)$$

Ātruma v maiņas likumu [ar (12a) un (17) nolīdzinājumu]:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{V}{h} + \frac{1}{2\eta}\cdot\frac{dp}{dx}(2y - h). \quad (23)$$

Bīdes spriegums τ [ar (13) un (19) nolīdzinājumu]:

$$\tau = \frac{\eta V}{h} + \frac{1}{2}\cdot\frac{dp}{dx}(2y - h). \quad (24)$$

Ja $y = 0$, tad:

$$\tau = \frac{\eta V}{h} - \frac{1}{2}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot h \quad (24a)$$

Ja $y = h$, tad:

$$\tau = \frac{\eta V}{h} + \frac{1}{2}\cdot\frac{dp}{dx}\cdot h \quad (24b)$$

Elementarais berzes pretestības spēks (ja z=1): $\frac{dR}{z} = \tau . dx$ būs tādēļ:

ja y = 0 (apakšējās sienas pārbīdei):

$$\frac{dR}{z} = \left[\frac{\eta V}{h} - \frac{1}{2}\frac{dp}{dx} . h\right] . dx \quad . . . . . \quad (25a)$$

ja y = h (augšējās sienas noturēšanai):

$$\frac{dR}{z} = \left[\frac{\eta V}{h} + \frac{1}{2}\frac{dp}{dx} . h\right] . dx \quad . . . . . \quad (25b)$$

P i e z ī m e. Kā redzams, elementarie berzes pretestības spēki augšā un apakšā nav vienādi, bet atšķiras par $\frac{dp}{dx} . h\, dx = dp . h.$ Tas arī saprotams, jo uz spraugas elementu dx platumā bez berzes pretestības spēkiem augšā un apakšā iedarbojas vēl šķidruma spiedieni (no labās un kreisās puses), kuru rezultante ir dp . h (ja z = 1), un šiem 3 spēkiem jābūt līdzsvarā. Integrējot elementaros berzes pretestības spēkus pa visu spraugas garumu L, mēs tomēr iegūsim vienādas vērtības augšā un apakšā, jo τ un līdz ar to dR izteiksmju otrie locekļi atkarājas no dp zīmes, kas ir pozitiva spraugas kreisajā galā un negativa labajā galā. Integrējot, to iespaids augšā un apakšā kompensējas (sk. arī τ diagrammas 437. zīmējumā). Tādēļ augšējās sienas noturēšanai nekādā ziņā nav vajadzīgs lielāks spēks, kā tas, paviršī aplūkojot apstākļus, varētu izlikties.

Sekundes laikā caurplūstošais šķidruma daudzums (ja spraugas dziļums z = 1) ir [ar (15) un (21) nolīdzinājumu]:

$$\frac{Q}{z} = -\frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \quad . . . . . \quad (26)$$

Iedomājoties, kā 386. lpp. minēts, s t a c i o n a r u caurplūdi, resp.: $\frac{Q}{z} = \text{const} = C$, mēs no (26) nolīdzinājuma atrodam:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\eta}{h^3}\left(\frac{Vh}{2} + C\right).$$

Maksimalā spiediena p_{max} vietā, kā zināms, $\frac{dp}{dx} = 0$. Apzīmējot spraugas augstumu šajā vietā ar h*, mēs atrodam konstanti C:

$$C = -\frac{Vh^*}{2}$$

un ievietojot:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{6\eta V (h - h^*)}{h^3} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

Šo nolīdzinājumu savā laikā deva Osborne Reynolds, un tas ir hidrodinamiskās eļļošanas teorijas galvenais pamats.

Izejot no šī diferencialnolīdzinājuma, principiali var atrast visus mūs interesējošus datus bezgalīgi dziļai spraugai z virzienā, proti:

1) ja ir dota spraugas forma, resp. h maiņas likums atkarībā no x, tad ar integraciju var atrast spiedienu p ikkatrā vietā:

$$p = \int -6\eta V \cdot \frac{h - h^*}{h^3} \cdot dx + C, \quad \ldots\ldots \quad (28)$$

kur C un h* noteicami pēc dotiem robežapstākļiem spraugas sākumā un galā.

Zinot $p = f(x)$, tālāk viegli atrast p_{max} vērtību un vietu, kur tas atrodas.

2) Ar integraciju viegli atrast t. s. spraugas nesējspēju $\frac{P}{z}$, t. i. visu spiedienu rezultanti (ar $z = 1$):

$$\frac{P}{z} = \int_0^L p \cdot dx \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

un ar momentu likumu nesējspējas pielikšanas punktu.

3) Integrējot elementaros berzes pretestības spēkus [ar $y = 0$, sk. (25a) nolīdzinājumu], atrodam t.s. spraugas berzes pretestību $\frac{R}{z}$ (ar $z = 1$). Ar Reynolds'a nolīdzinājumu (27) atrodam:

$$\frac{R}{z} = \int_0^L \left\{ \frac{\eta V}{h} + \frac{3\eta V (h - h^*)}{h^2} \right\} dx \quad \ldots\ldots \quad (30)$$

4) Dalot (30) ar (29) nolīdzinājumu, atrodam t. s. šķidrās berzes koeficientu μ [analoģiski definējumam sausās berzes gadijumā, sk. (1) nolīdzinājumu]:

$$\mu = \frac{R/z}{P/z} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (31)$$

Šķidrās berzes koeficients μ tā tad ir attiecība starp berzes pretestību un nesējspēju.

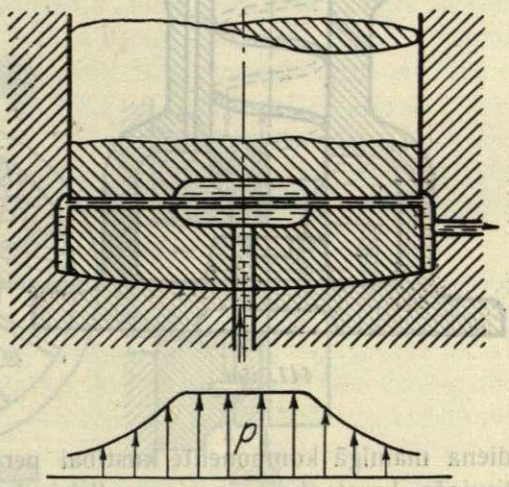
5) Ievietojot beidzot $\frac{dp}{dx}$ no Reynolds'a nolīdzinājuma (26) nolīdzinājumā, atrodam vienkāršu izteiksmi sekundes laikā caurplūstošam šķidruma daudzumam (ar $z = 1$):

$$\frac{Q}{z} = -\frac{Vh}{2} + \frac{V(h - h^*)}{2}, \text{ resp.:}$$

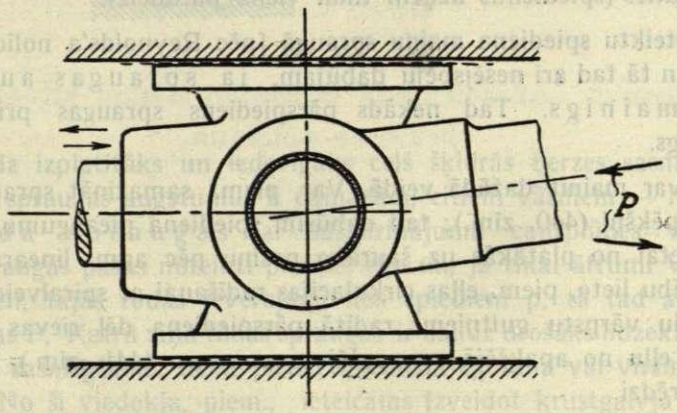
$$\frac{Q}{z} = -\frac{V \cdot h^*}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (32)$$

Praktiskie secinājumi; spraugas forma.

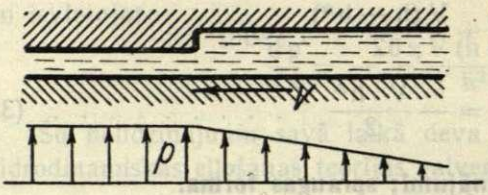
Reynolds'a nolīdzinājums (27) tūliņ atļauj spriest, kādai jābūt spraugai vai sākuma apstākļiem, lai gultnis būtu spējīgs nest slodzi. Ja eļļa ieplūst spraugā ar pārspiedienu $p = 0$, un ja sprauga ir viscaur vienādi plata: $h = h^* = \text{const}$, tad no (27) nolīdzinājuma atrodam: $\frac{dp}{dx} = 0$, un līdz ar to $p = 0$ visā spraugā. Tas nozīmē, ka sprauga ar parallelām sienām teoretiski nav spējīga nest slodzi, ja eļļa ieplūst bez pārspiediena un ja spraugas siena kustas tikai gareniskā virzienā. Tādēļ, piem., parastās aksialrēdzes un ķemmveida rēdzes gandrīz nekad neatļauj iestāties šķidrai berzei, jo tur spraugas ir ar parallelām sienām. Tikai ja eļļu pievada sprau-



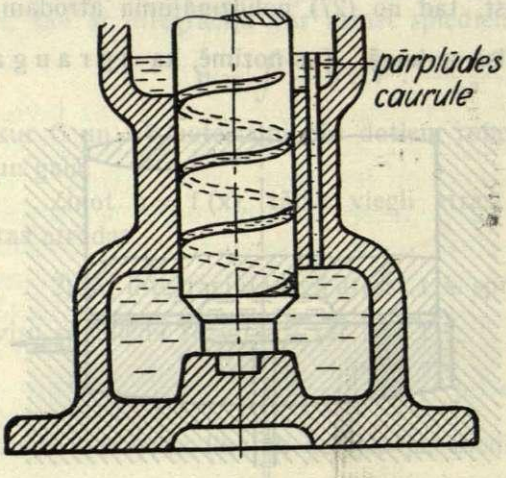
438. zīm.



439. zīm.



440. zīm.



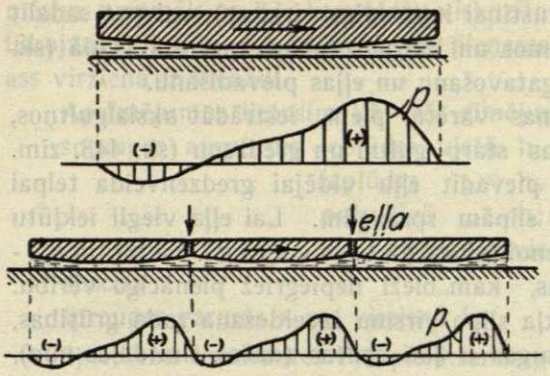
441. zīm.

gām jau ar pārspiedienu, tādas spraugas top spējīgas nest slodzi atkarībā no spiediena vērtības (sk. 438. zīm.).

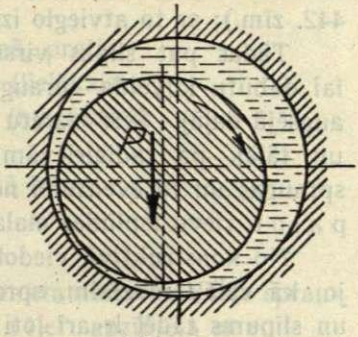
Otrā iespēja sasniegt nesējspēju spraugā ar parallelām sienām bija aplūkota 389.... 391. lpp. kā otrais specialais gadijums, proti: spraugu sienām jātuvojas. Ar tādu gadijumu, mums, piem., ir darīšana krustgalvja rēdzēs (439. zīm.). Rotacijas kustība šeit ir relativi niecīga, bet klaņa spiedieni pastāvīgi maina virzienu, brīžiem tuvojot rēdzi vienai gultņa sienas daļai, brīžiem apmēram pretējai. Mazākā mērā tas notiks arī ar spraugām starp krustgalvja slīdvirsmām un parallelēm: šeit klaņa spiediena mainīgā komponente kustībai perpendikulārā virzienā brīžiem tuvinās krustgalvi vienai parallelei, brīžiem atļaus spraugai drusku palielināties (spiedienus uzņem tikai viena parallele).

Noteiktu spiediena maiņu spraugā [pēc Reynolds'a nolīdzinājuma (27)] un tā tad arī nesējspēju dabūjam, ja spraugas augstums h ir mainīgs. Tad nekāds pārspiediens spraugas priekšā nav vajadzīgs.

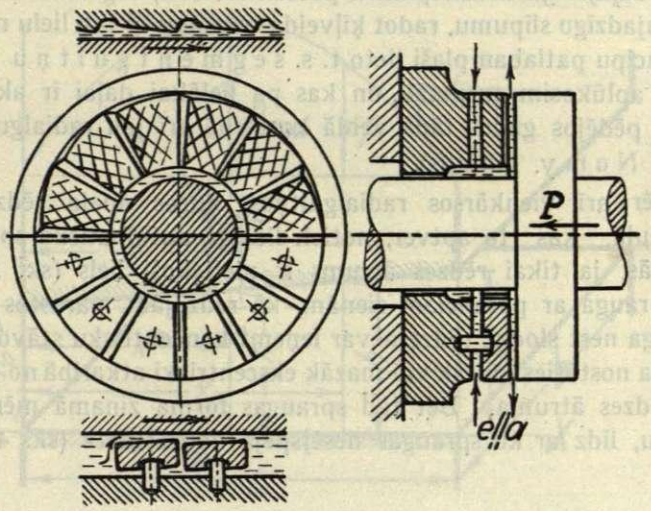
h var mainīt dažādā veidā. Var, piem., samazināt spraugas augstumu pēkšņi (440. zīm.); tad dabūsim spiediena pieaugumu līdz pārejas vietai no platākās uz šaurāko posmu pēc apm. lineara likuma. Šo īpašību lieto, piem., eļļas cirkulacijas radīšanai ar spiralveida rievām vertikalu vārpstu gultņiem: radītā pārspiediena dēļ rievas pastāvīgi pumpē eļļu no apakšējā uz augšējo rezervuaru (441. zīm.), pa ceļam eļļojot rēdzi.



442. zīm.



444. zīm.



443. zīm.

Daudz izplatītāks un izdevīgāks ceļš šķidrās berzes sasniegšanai ir mainīt spraugas augstumus h pamazām, citiem vārdiem — lietot ķīļveida spraugas ar sašaurinājumu caurplūdes virzienā. Šādas spraugas pašas noteikti piesūks eļļu un, ja tikai ātrumi V ir pietiekoši lieli, tajās rodas ievērojami lieli spiedieni p, tā tad arī lielas nesējspējas P. Katrā ziņā tādas spraugas ir daudz drošāks līdzeklis šķidrās berzes sasniegšanai, nekā, piem., spiediena eļļošana vai virsmu tuvināšana. No šī viedokļa, piem., ieteicams izveidot krustgalvja slīdvir-

smas slīpas (abos galos, jo kustībai ir mainīgs virziens), vai pat sadalīt virsmas vairākos īsākos posmos un katru izveidot aprādītā veidā (sk. 442. zīm.); ar to atvieglo izgatavošanu un eļļas pievadīšanu.

Tādas pat slīpas virsmas varētu, piem., iestrādāt aksialgultņos, lai dabūtu ķīļveida spraugas starp gultni un gredzenu (sk. 443. zīm. augšējā daļā). Šeit varētu pievadīt eļļu vidējai gredzenveida telpai un tālāk pa radialrievām slīpām spraugām. Lai eļļa viegli iekļūtu spraugās un to eventuali nenokasītu, ļoti svarīgi labi noapaļot rievu ieplūdes malas, kam bieži nepiegriež pienācīgo vērību.

No konstruktivā viedokļa slīpo virsmu izveidošana rada grūtības, jo, kā vēlāk redzēsim, spraugas ir ļoti šauras (dažas simtdaļas mm), un slīpums tādēļ ir arī ļoti mazs. Daudz izdevīgāk radīt spraugu slīpumu automatiski, sadalot gultņa atbalstvirsmu t. s. segmentos, kuriem atļauj svārstīties, piem., atbalstot tos ar tapām (sk. 443. zīm. apakšējā daļā). Ja atbalstpunkti pareizi izvēlēti, segmenti automatiski ieņems vajadzīgo slīpumu, radot ķīļveida spraugas ar ļoti lielu nesējspēju. Šādu principu patlaban plaši lieto t. s. segmentgultņu konstrukcijās, ko aplūkosim turpmāk, un kas pa lielākai daļai ir aksialgultņi, kaut gan pēdējos gados tādā veidā konstruē arī jau radialgultņus (sk. turpmāk Nomy gultņus).

Tomēr arī vienkāršos radialgultņos, kuros apaļa rēdze griežas gultņa čaulā, kas to aptver, notiek līdzīga automatiska spraugas ieregulēšanās, ja tikai rēdzes ātrums ir pietiekoši liels (sk. turpmāk). Tā kā sprauga ar parallelām sienām, kā redzējām, parastos apstākļos nav spējīga nest slodzi, rēdze nevar ieņemt koncentrisku stāvokli gultnī, bet spiesta nostāties vairāk vai mazāk ekscentriski atkarībā no slogojuma un no rēdzes ātruma. Bet tad spraugas forma zināmā mērā pieņem ķīļa veidu, līdz ar ko spraugas nesējspēja nodrošināta (sk. 444. zīm.).

Taisnas, šķērsvirzienā bezgalīgi dziļas ķīļveida spraugas pētīšana.

Spiedieni.

No teoretiskā viedokļa šāda sprauga ir ļoti svarīga, jo uz tās pētīšanas rezultatiem pamatojas t. s. segmentgultņu teorija. Bez tam šie rezultati ir arī svarīgi radialgultņu teorijas izpratnei, jo taisnā spraugā apstākļi ir relativi vienkāršāk matematiski apstrādājami.

Vienkāršojumus pieņemam, kā agrāk, proti: bezgalīgi dziļu z ass virzienā spraugu [aplūkojamā nogriežņa dziļumu z ass virzienā apzī-

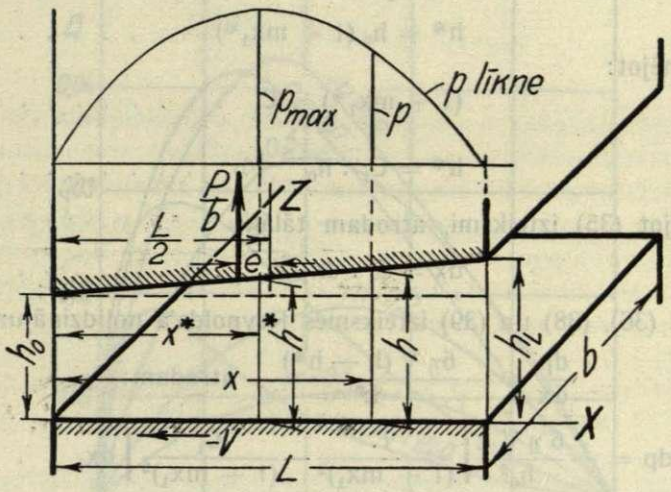
mēsim turpmāk ar b]; konstantu viskozitates koeficientu η; plūdi aplūkojam tikai x ass virzienā un pieņemam, ka spiedieni spraugā y ass virzienā ir vienādi.

Apzīmējumus lietosim kā 445. zīmējumā, proti:

spraugas augstums ieplūdes vietā h_L (lielākais);
„ „ izplūdes „ h_o (mazākais);
„ „ patvaļīgā „ h;
„ „ p_{max} atrašanās vietā h*;
abscisa „ „ „ x*;
spraugas garums x ass virzienā L.

Spiedienu rezultantes P/b pielikšanas punkta atstatums līdz spraugas viduslīnijai jeb t. s. „e k s c e n t r i c i t a t e" apzīmēta ar e.

Iedomājamies, kā agrāk, ka spraugas apakšējā siena kustas (— x) ass virzienā ar ātrumu (— V).



445. zīm.

Aprēķinu vienkāršošanas labad ievedam formulās t. s. s p r a u g a s s a š a u r i n ā j u m a m ē r u m, ko definējam kā:

$$m = \frac{h_L - h_o}{h_o} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (33)$$

Tad s p r a u g a s s l ī p u m s tgδ būs, acīmredzot:

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{h_L - h_o}{L} \cdot \frac{h_o}{h_o} = m \cdot \frac{h_o}{L} \quad \ldots\ldots \quad (34)$$

Tālāk vienkāršošanas nolūkā abscisu x absoluto vērtību vietā lietosim relatīvos lielumus (attiecībā pret spraugas garumu L) x_1:

$$x_1 = \frac{x}{L} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (35)$$

No līdzīgiem trijstūriem (sk. 445. zīm.) atrodam ar (35) formulu:

$$\frac{h - h_o}{h_L - h_o} = \frac{x}{L} = x_1;$$

$$h = h_o + x_1 (h_L - h_o) = h_o \left[1 + x_1 \left(\frac{h_L - h_o}{h_o} \right) \right],$$

un ar (33) formulu:

$$h = h_o (1 + m x_1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

p_{max} atrašanās vietā dabūjam:

$$h^* = h_o (1 + m x_1^*) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

un, apzīmējot:

$$(1 + m x_1^*) = C_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (37a)$$

atrodam:

$$h^* = C_1 \cdot h_o \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

Diferencējot (35) izteiksmi, atrodam tālāk:

$$dx = L \cdot dx_1. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39)$$

Ievietojot (36), (38) un (39) izteiksmes Reynolds'a nolīdzinājumā (27):

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{6\eta V (h - h^*)}{h^3}, \text{ atrodam:}$$

$$dp = -\frac{6 \eta V L}{h_o^2} \left[\frac{1}{(1 + m x_1)^2} - \frac{C_1}{(1 + m x_1)^3} \right] dx_1 \quad \ldots \quad (40)$$

un integrējot:

$$p = \frac{6 \eta V L}{h_o^2} \left[\frac{1}{m (1 + m x_1)} - \frac{C_1}{2 m (1 + m x_1)^2} - C_2 \right] \ldots \quad (41)$$

Konstantes C_1 un C_2 atrodam no robežnoteikumiem spraugas ieplūdes un izplūdes vietās. Pieņemot, kā tas parastos gultņos visbiežāk sastopams: $p = 0$, ja $x = 0$ un $x = L$, atrodam:

$$C_1 = \frac{2 (m + 1)}{m + 2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (42)$$

un $$C_2 = \frac{1}{m (m + 2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (43)$$

Ar šīm izteiksmēm spiediena formula (41) dod:

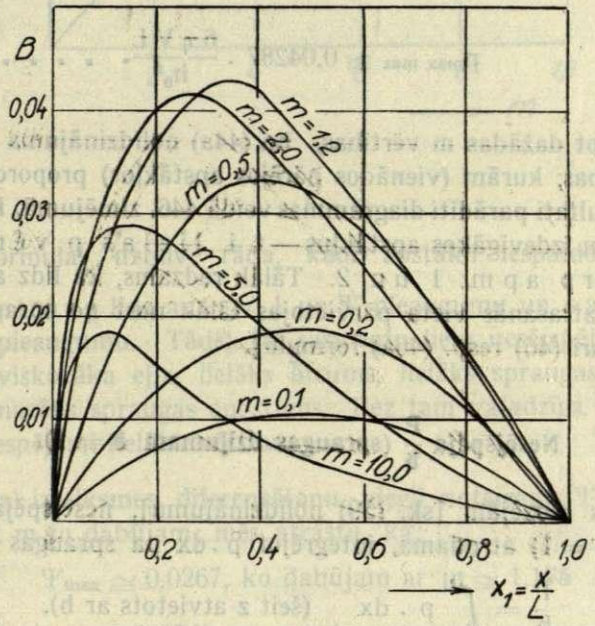
$$p = \frac{6\eta V L}{h_0^3} \cdot B \quad \ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

ar $$B = \frac{m x_1 (1 - x_1)}{(m + 2)(1 + m x_1)^2} \quad \ldots\ldots \quad (44a)$$

Šeit B ir vienīgi x_1 un spraugas sašaurinājuma mēra m funkcija.

Tālāk viegli atrast lielumus, kas attiecas uz p_{max} atrašanās vietu: ievietojot (38) nolīdzinājumā (42) izteiksmi, atrodam:

$$h^* = h_0 \cdot \frac{2(m + 1)}{m + 2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (45)$$



446. zīm.

Ievietojot (45) nolīdzinājumā (37) izteiksmi, atrodam tālāk ar (35) formulu:

$$x_1^* = \frac{1}{m + 2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

resp. $$x^* = \frac{L}{m + 2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (46a)$$

Tā kā $m > 0$, tad x^* ir arvien mazāks par L/2. Tas nozīmē, ka maksimalais spiediens iestājas aiz spraugas viduslīnijas (rēķinot no ieplūdes gala) un jo tālāk no tās nost, jo lielāks ir spraugas sašaurinājuma mērs m.

Ievietojot tālāk (44) nolīdzinājumā (46) resp. (46a) izteiksmi, atrodam maksimalo spiedienu p_{max}:

$$p_{max} = \frac{6\eta V L}{h_0^2} \cdot \frac{m}{4(m+1)(m+2)} \quad \ldots \quad (47)$$

Tā kā p_{max} ir sašaurinājuma faktora m funkcija, tad ar diferencēšanu viegli atrast, ar kādu m mēs dabūjam maksimalo vispārīgi iespējamo p_{max} vērtību $p_{max\ max}$. Atrodam, ka mēs $p_{max\ max}$ dabūjam ar:

$$m = \sqrt{2} \cong 1{,}414 \quad \ldots \quad (48)$$

un ka tur:

$$p_{max\ max} \cong 0{,}04287 \cdot \frac{6\eta V L}{h_0^2} \quad \ldots \quad (48a)$$

Pieņemot dažādas m vērtības, no (44a) nolīdzinājuma var aprēķināt B vērtības, kurām (vienādos pārējos apstākļos) proporcionali spiedieni p. Rezultati parādīti diagrammas veidā 446. zīmējumā. Kā redzams, mēs dabūjam izdevīgākos apstākļus — t. i. lielas p vērtības — ar m starp apm. 1 un 2. Tālāk redzams, ka līdz ar m pieaugumu p_{max} atrašanās vieta pārvietojas tālāk nost no spraugas viduslīnijas [sk. arī (46) resp. (46a) formulu].

Nesējspēja $\frac{P}{b}$ (spraugas dziļumam b = 1).

Kā mēs redzējām [sk. (29) nolīdzinājumu], nesējspēja (spraugas dziļumam b = 1) atrodama, integrējot p . dx pa spraugas garumu L:

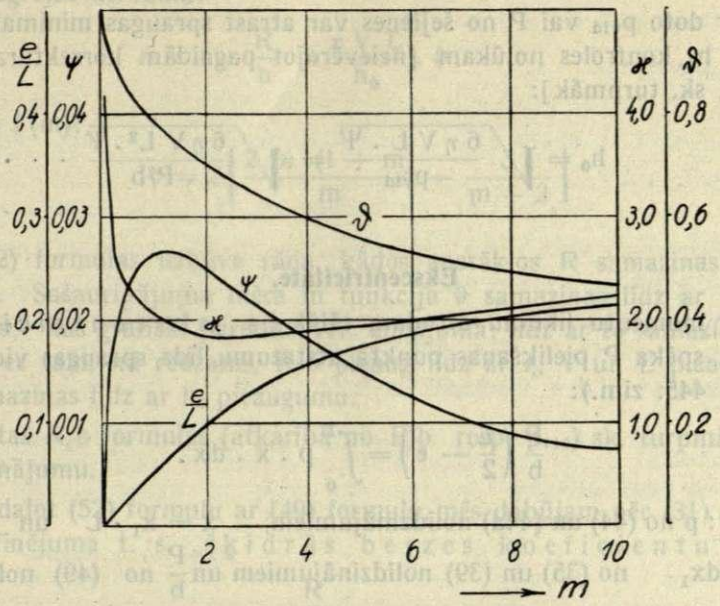
$$\frac{P}{b} = \int_0^L p \cdot dx \qquad \text{(šeit z atvietots ar b).}$$

Ievietojot p no (44) un (44a) formulas un $dx = L \cdot dx_1$ no (39) formulas, atrodam:

$$\frac{P}{b} = L \int_0^1 p \cdot d x_1 = \frac{6\eta V L^2}{h_0^2} \cdot \Psi \quad \ldots \quad (49)$$

ar $\Psi = f(m)$:

$$\Psi = \frac{1}{m^2}\left[ln\,(1+m) - \frac{2m}{m+2}\right] \quad \ldots \quad (49a)$$



447. zīm.

(49) formulas uzbūve rāda, kādi apstākļi iespaido $\frac{P}{b}$ vērtību: nesējspēja pieaug līdz ar η, V, L un Ψ pieaugumu un samazinas līdz ar h_0 pieaugumu. Tādēļ, lai sasniegtu lielu nesējspēju, vajadzīga iespējami viskozāka eļļa, lielāks ātrums, lielāks spraugas garums un iespējami mazāks spraugas augstums. Bez tam vajadzīgs, lai $\Psi = (f)m$ sasniegtu iespējami lielāku vērtību.

Ar (49a) izteiksmes diferencēšanu viegli noteicams Ψ maksimums un ar kādu m to dabūjam; mēs atrastu, ka:

$$\Psi_{max} \cong 0{,}0267, \text{ ko dabūjam ar } m \cong 1{,}175 \quad . \; . \; . \quad (49b)$$

Kā Ψ mainas ar dažādiem m, redzams no diagrammas (447. zīm.); m samazināšana zem 1 rada ļoti strauju Ψ un līdz ar to P/b krišanu. Tas vēlreiz apstiprina agrāk teikto: spraugas ar parallelām sienām nav spējīgas nest slodzi.

Praktiskos aprēķinos bieži lieto t. s. vidējo spiedienu p_{vid} uz spraugas projekcijas laukumu b . L; ar (49) formulu atrodam:

$$p_{vid} = \frac{P}{b \cdot L} = \frac{6 \eta V L}{h_0^2} \cdot \Psi \text{ kg/m}^2 \quad . \; . \; . \; . \quad (50)$$

Ar doto p_{vid} vai P no šejienes var atrast spraugas minimalo augstumu h_0 kontroles nolūkam [neievērojot pagaidām korrektūras galīgam b, sk. turpmāk]:

$$h_0 = \sqrt{\frac{6\,\eta\,V\,L\,.\,\Psi}{p_{vid}}} = \sqrt{\frac{6\,\eta\,V\,L^2\,.\,\Psi}{P/b}} \quad . \; . \; . \quad (50a)$$

Ekscentricitate.

Ar momentu likumu atrodam tālāk t.s. „ekscentricitati" e, resp. spēka P pielikšanas punkta atstatumu līdz spraugas viduslīnijai (sk. 445. zīm.):

$$\frac{P}{b}\left(\frac{L}{2} - e\right) = \int_0^L p\,.\,x\,.\,dx\,.$$

Ar: p no (44) un (44a) nolīdzinājumiem, $x = x_1 \cdot L$ un $dx = L\,.\,dx_1$ no (35) un (39) nolīdzinājumiem un $\frac{P}{b}$ no (49) nolīdzinājuma atrodam:

$$\frac{e}{L} = 0{,}5\left(1 - \frac{\chi}{\Psi}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (51)$$

ar $\chi = f(m)$:

$$\chi = \frac{m\,(m+6) - 2\,(2m+3)\,ln\,(m+1)}{m^3\,(m+2)} \quad . \; . \; . \quad (51a)$$

e/L gaita ar dažādiem m parādīta 447. zīm. Kā redzams, e/L pieaug līdz ar m pieaugumu.

Berzes pretestība $\frac{R}{b}$ (spraugas dziļumam b = 1) un šķidrās berzes koeficients μ.

Ievietojot (30) nolīdzinājumā

$$\frac{R}{z} = \int_0^L \left\{\frac{\eta\,V}{h} + \frac{3\,\eta\,V\,(h - h^*)}{h^2}\right\} dx\,:$$

z vietā b;

no (36) nolīdzinājuma: $h = h_0\,(1 + mx_1)$;

no (45) „ $h^* = h_0 \cdot \frac{2\,(m+1)}{m+2}$.

no (39) „ $dx = L\,dx_1$,

un integrējot atrodam:

$$\frac{R}{b} = \frac{\eta V L}{h_0} \cdot \vartheta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (52)$$

ar $\vartheta = f(m)$:

$$\vartheta = 2\left[\frac{2\ ln\ (1+m)}{m} - \frac{3}{m+2}\right] \quad \ldots\ldots \quad (52a)$$

(52) formulas uzbūve rāda, kādos apstākļos R samazinas resp. pieaug. Sašaurinājuma mēra m funkcija ϑ samazinas līdz ar m pieaugumu, kas grafiski parādīts 447. zīmējumā; līdz ar to samazinas arī R/b. Bez tam, kā redzams, R/b pieaug līdz ar η, V un L pieaugumu un samazinas līdz ar h_0 pieaugumu.

Citas R/b formulas (atkarībā no P/b resp. p_{vid}) sk. turpmāk (56) nolīdzinājumu.

Izdalot (52) formulu ar (49) formulu, mēs dabūjam pēc (31) formulas definējuma t. s. „šķidrās berzes koeficientu" μ:

$$\mu = \frac{\frac{R}{b}}{\frac{P}{b}} = \frac{h_0}{L} \cdot \frac{\vartheta}{6\Psi} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (53)$$

Tā kā ϑ un Ψ, kā redzējām, ir tīras m funkcijas, tad šī formula itin kā rāda, ka μ ir vienīgi sprausgas ģeometrisko lielumu h_0, L un m funkcija. Patiesībā tomēr, kā redzējām [sk. (50a) nolīdzinājumu], h_0 ir $\frac{P}{b}$ resp. p_{vid} funkcija, un tādēļ arī μ būs šo lielumu funkcija. Ievietojot (53) nolīdzinājumā ar (49) nolīdzinājumu atrasto:

$$\frac{h_0}{L} = \sqrt{\frac{6\eta V \cdot \Psi}{P/b}} \quad \text{un} \quad p_{vid} = \frac{P}{b \cdot L},$$

mēs dabūjam:

$$\mu = \varkappa \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot V}{P/b}} = \varkappa \sqrt{\frac{\eta V}{p_{vid} \cdot L}} \quad \ldots\ldots \quad (54)$$

ar $\varkappa = f(m)$;

$$\varkappa = \frac{\vartheta}{\sqrt{6\Psi}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (54a)$$

Šeit ϑ un Ψ doti ar (52a) un (49a) nolīdzinājumiem.

(54) formula rāda, ka šķidrās berzes koeficientu μ nevar pieņemt kaut apmēram konstantu, kā to dara sausās berzes gadījumā. μ pie-

aug līdz ar η, V un $\varkappa$ pieaugumu un samazinas līdz ar $\frac{P}{b}$ resp. p_{vid} un L pieaugumu.

Funkcijas $\varkappa = f(m)$ gaita attēlota 447. zīm. Sākumā tā strauji krīt līdz $\varkappa_{min} \cong 1{,}81$ ar $m \cong 2{,}1$ un tad diezgan lēni pieaug. Minimalā vērtība ir:

$$\varkappa_{min} \cong 1{,}81, \text{ un iestājas ar } m \cong 2{,}1. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Diagramma (447. zīm.), kurā iezīmētas ka Ψ, tā arī $\varkappa$ līknes, rāda, ka izdevīgākie m ir starp apm. 1...3: tur Ψ ir vislielākais, tā tad arī nesējspēja ir vislielākā, un $\varkappa$ resp. tam proporcionalais berzes koeficients ir vismazākais. Kā vēlāk redzēsim, arī temperaturas pieaugums caurplūstošai eļļai ir vismazākais šajā rajonā [sk. (61) nolīdzinājumu].

Izejot no (54) un (53) formulas, mēs varam aprēķināt $\frac{R}{b}$ kā $\frac{P}{b}$ (resp. p_{vid}) funkciju:

$$\frac{R}{b} = \mu \cdot \frac{P}{b} = \varkappa \sqrt{\eta \cdot V \cdot \frac{P}{b}} = \varkappa \sqrt{\eta \cdot V \cdot L \cdot p_{vid}}. \quad (56)$$

Reizinot $\frac{R}{b}$ ar apakšējās sienas pārbīdes ātrumu V, dabūjam t. s. **berzes jaudu** $N_{R/b}$ (spraugas dziļumam $b = 1$):

$$N_{R/b} = \frac{R}{b} \cdot V = \varkappa \sqrt{\eta \cdot V^3 \cdot \frac{P}{b}} =$$

$$= \varkappa \sqrt{\eta \cdot V^3 \cdot L \cdot p_{vid}} \text{ kgm/m . sec. } . \quad . \quad . \quad . \quad (57)$$

Tā kā berzes pretestības enerģija pārvēršas siltumā, tad sekundes laikā attīstītais siltuma daudzums un līdz ar to tuvīni arī eļļas sasilšana būs proporcionala $N_{R/b}$. Kā redzams, sasilšana ir proporcionala $V^{1,5}$ un $p^{0,5}_{vid}$, bet ne V un p_{vid} pirmā pakāpē, kā to elementaros gultņu aprēķinos parasti pieņem [pussķidrās berzes gadijumā nupat atrastā sakarība gan vairs nav spēkā; tur apstākļi laikam tuvojas parastajam pieņēmumam].

Pa spraugu ar $b = 1$ sekundes laikā caurplūstošais eļļas daudzums $\frac{Q}{b}$, attīstītais siltuma daudzums $W_{R/b}$ un eļļas temperaturas pieaugums Δt.

Ievietojot (32) formulā (ar $z = b$):

$$\frac{Q}{b} = -\frac{V h^*}{2}$$

no (45) nolīdzinājuma:

$$h^* = h_o \cdot \frac{2(m+1)}{m+2}$$

un no (50a) nolīdzinājuma:

$$h_o = \sqrt{\frac{6\eta V L \cdot \Psi}{p_{vid}}},$$

mēs atrodam:

$$\frac{Q}{b} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot V^3 \cdot L}{p_{vid}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (58)$$

ar $\varphi = f(m)$:

$$\varphi = \frac{m+1}{m+2}\sqrt{6\Psi} \cdot \ldots\ldots\ldots \quad (58a)$$

un ar Ψ no (49a) nolīdzinājuma.

Sekundes laikā attīstītais siltuma daudzums $W_{R/b}$ līdzinas, acīmredzot, berzes jaudai [sk. (57) nolīdzinājumu], kas reizināta ar ekvivalentu $A = \frac{1}{427}$:

$$W_{R/b} = N_{R/b} \cdot A = A \cdot \varkappa \sqrt{\eta \cdot V^3 \cdot L \cdot p_{vid}} \text{ Cal/sec . m} \quad (59).$$

Iedomājoties, ka vienīgi eļļas strūkla uzņem šo siltumu (faktiski, saprotams, arī metalliskās spraugas sienas pa daļai to uzņems un novadīs tālāk, pēc kam tas ies zudumā ar izstarošanu vai gaisa konvekciju), uzņemtais siltuma daudzums līdzināsies:

$$\frac{Q}{b} \cdot \gamma_e c_e \cdot \Delta t,$$

kur: γ_e ir eļļas īpatnējais svars kg/m³;
c_e „ „ „ siltums Cal/° . kg un
Δt eļļas temperaturas pieaugums.

Līdzsvara nolīdzinājums stacionārā stāvoklī būs ar (59) un (58) nolīdzinājumu:

$$\varphi \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot V^3 \cdot L}{p_{vid}}} \cdot \gamma_e \cdot c_e \cdot \Delta t = A \cdot \varkappa \sqrt{\eta \cdot V^3 \cdot L \cdot p_{vid}},$$

no kurienes:

$$\Delta t = \frac{\varkappa}{\varphi} \cdot \frac{A \cdot p_{vid}}{\gamma_e \cdot c_e}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (60)$$

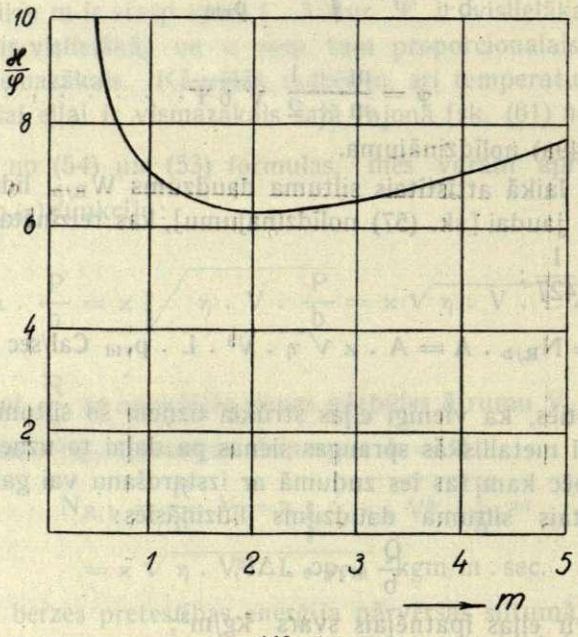
ar $\varkappa$ un $\varphi = f(m)$ no (54a) un (58a) nolīdzinājuma.

Kā redzams, eļļas temperaturas pieaugums palielinas proporcionali p_{vid} (resp. slodzei) un izteiksmei $\frac{\varkappa}{\varphi} = f(m)$. Šīs funkcijas gaita

parādīta 448. zīm.; tā apmēram līdzīga agrāk aplūkotai $\varkappa$ gaitai: no sākuma tā strauji samazinas līdz minimumam:

$$\left(\frac{\varkappa}{\varphi}\right)_{min} \cong 6{,}3 \quad \text{ar} \quad m \cong 2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

un tad atkal lēnāk palielinas. Kā jau 406. lpp. aizrādīts, arī šī iemesla dēļ izdevīgākie m ir starp $m = 1...3$.



448. zīm.

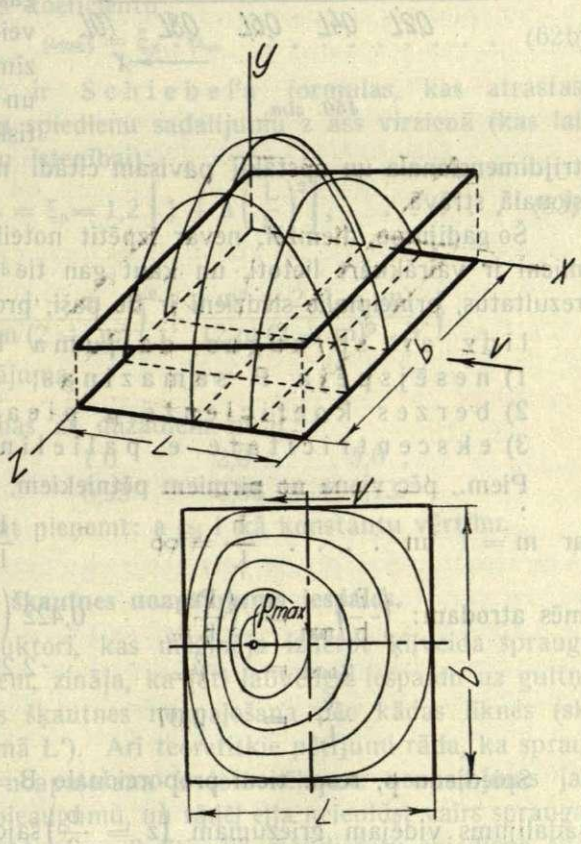
Kā savā vietā bija teikts (sk., piem., 398. lpp.), mēs pieņēmām līdzšinējos pētījumos: $\eta = \text{const}$, bezgalīgi garu gultni z ass virzienā (resp. divdimensionalu strāvu) un taisnu spraugu. Tā kā eļļa, kā redzējam, sasilst, plūstot pa spraugu, un līdz ar temperaturu η stipri mainas (sk. 381. lpp.), tad ir skaidrs, ka $\eta = \text{const}$ nav iespējams. Tālāk praksē $b = \infty$ nav sasniedzams, un beidzot ieplūdes šķautnes pa lielākai daļai labi noapaļo.

Aplūkosim tagad īsumā, kādus iespaidus atstāj minētie 3 apstākļi uz agrāk atrastiem rezultatiem.

Mainīgās viskozitates η iespaids.

Mainīgās viskozitates η iespaids visā pilnībā nav atrisināms, jo $\eta = f(t)$, bet t savukārt atkarājas no $W_{R/b}$ [(59) nolīdzinājums], kas atkal ir η funkcija. Vienīgi pieņemot uz eksperimentalu pētijumu pamata kādu $\eta = f(x)$, — piem., linearu sakarību —, mēs varam relativi vienkārši integrēt Reynolds'a pamatnolīdzinājumu (27) un tā atrast visus lielumus: p, P/b, R/b, μ u. t. t., ievērojot η maiņu, kas rodas no sasilšanas spraugā. Tā kā šādi pētijumi un rezultējošās formulas ir tomēr daudz komplicētākas nekā līdz šim aplūkotās, mēs to nedarīsim; atzīmēsim tikai īsumā galvenos atšķirības punktus. Tā kā, plūstot pa spraugu, eļļas temperatura pieaug un līdz ar to η samazinas, tad samazinas arī p_{max}, P/b, R/b un μ. p_{max} atrašanās vieta pievirzas tuvāk spraugas viduslīnijai. To pašu dara P/b pielikšanas punkts, resp. ekscentricitate e samazinas; maziem m P/b pielikšanas punkts var pat atrasties viduslīnijas otrā pusē (tuvāk ieplūdes vietai), resp. ekscentricitate var palikt negativa.

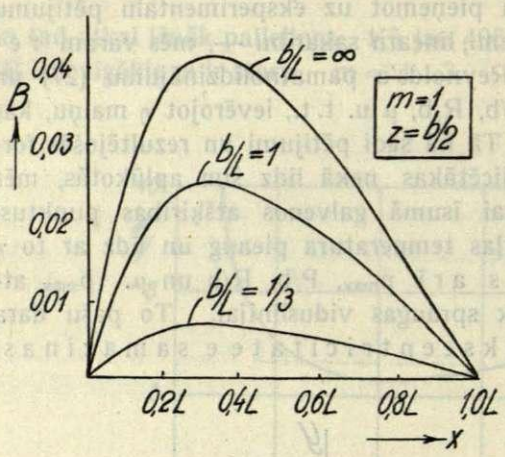
Ja sasilšana nav pārāk augsta, diference starp aprēķina rezultatiem ar mainīgu un konstantu vidēju η nav liela. Tādēļ praksē bieži vien varēs iztikt ar pieņēmumu η = const, ņemot vidēju η vērtību, kas atbilst vidējai eļļas (resp. gultņa) temperaturai.



449. zīm.

Spraugas galīgā dziļuma b (šķērsvirzienā) iespaids.

Līdz šim mēs aplūkojām d i v d i m e n s i o n a l u strāvu caur spraugu, t. i. mēs iedomājamies, ka spraugas dziļums ir bezgalīgi liels.



450. zīm.

Faktiski visām spraugām ir galīgs dziļums, un tādēļ šķidrums plūdīs ne tikai x ass virzienā, bet tieksies noplūst arī (+z) un (—z) ass virzienos, kur spiedieni ir mazāki (parasti nulle). Tādēļ arī z ass virzienā spiediens sadalīsies pēc kādas līknes un, aplūkojot visus spiedienus uz spraugas virsmas, iegūsim kalnveida diagrammu (sk. 449. zīm. skices, aksonometrisko un ar horizontalēm). Faktiski strāva būs noteikti trijdimensionala un apstākļi pavisam citādi nekā aplūkotā divdimensionalā strāvā.

Šo gadijumu, diemžēl, nevar izpētīt noteiktā veidā; tuvīni paņēmieni ir vairākkārt lietoti, un kaut gan tie dod dažādus skaitliskus rezultatus, principialie slēdzieni ir tie paši, proti:

l ī d z a r s p r a u g a s d z i ļ u m a b s a m a z i n ā š a n u:

1) n e s ē j s p ē j a P s a m a z i n a s;
2) b e r z e s k o e f i c i e n t s μ p i e a u g;
3) e k s c e n t r i c i t a t e e p a l i e l i n a s.

Piem., pēc viena no pirmiem pētniekiem, Michell'a, datiem

ar m = 1 un	$\frac{b}{L}=\infty$	$\frac{b}{L}=1$	$\frac{b}{L}=\frac{1}{3}$
mēs atrodam: $\left(\frac{P}{b}\right)_{fakt}=$	$\left(\frac{P}{b}\right)_{\infty}$	$0{,}422\left(\frac{P}{b}\right)_{\infty}$	$0{,}031\left(\frac{P}{b}\right)_{\infty}$
$\mu_{fakt}=$	μ_{∞}	$2{,}22\,\mu_{\infty}$	$9{,}8\,\mu_{\infty}$
$\frac{e}{L}=$	0,07	0,08	0,11.

Spiedienu p, resp. tiem proporcionalo B = f(m) [sk. (44a) nol.] sadalijums vidējam griezumam $\left(z=\frac{b}{2}\right)$ šajos 3 gadijumos parādīts 450. zīmējumā.

Piezīme. Lielumi, kas atbilst spraugas dziļumam $b = \infty$, apzīmēti šeit un turpmāk ar indeku ∞.

Skaitļi un diagramma rāda, ka nevar ignorēt galīgā spraugas dziļuma iespaidu uz nesējspēju un berzes koeficientu, jo maiņas ir ļoti ievērojamas. Praksē to vislabāk ievēro ar korrekturas faktoru palīdzību, kas izriet no teoretisku vai praktisku pētījumu rezultatiem. Tādu faktoru ir vairāk. Visvienkāršākās ir laikam Falz'a dotās izteiksmes:

$$\xi_P = \frac{L + b}{b}, \text{ un } \quad \xi_\mu = \sqrt{\frac{4L + b}{b}}, \quad \ldots \quad (62)$$

kur ar ξ_P korriģē nesējspēju:

$$P_{fakt} = \frac{b \cdot (P/b)_\infty}{\xi_P}, \quad \ldots \quad (62a)$$

un ar ξ_μ korriģē berzes koeficientu:

$$\mu_{fakt} = \xi_\mu \cdot \mu_\infty \quad \ldots \quad (62b)$$

Pareizākas, varbūt, ir Schiebel'a formulas, kas atrastas, iedomājoties parabolisku spiedienu sadalijumu z ass virzienā (kas laikam stāv diezgan tuvu īstenībai):

$$\xi_P = \xi_\mu = 1{,}2 \left[1 + a \left(\frac{L}{b}\right)^2\right], \quad \ldots \quad (63)$$

kur $a = f(m)$ un līdzinas:

$$a = 10 \left\{ \left(\frac{1 + m}{m\,(2 + m)} \right)^2 + \frac{m^2 - 2\,(1 + m)}{12\,m\,(2 + m)^3 \cdot \Psi} \right\}$$

ar Ψ no (49a) nolīdzinājuma.

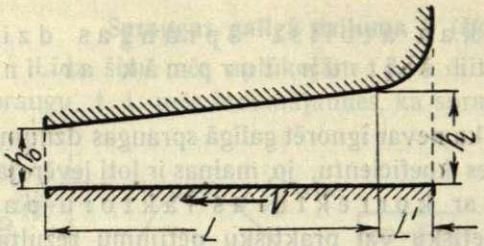
Skaitliskās a vērtības ar dažādiem m ir:

$m = 0{,}2$	0,5	1,0	2,0	5,0 ;
$a = 1{,}0$	0,97	0,95	0,88	0,73.

Tuvīni tādēļ var pat pieņemt: $a \cong 1$ kā konstantu vērtību.

Ieplūdes šķautnes noapaļojuma iespaids.

Jau pirmie konstruktori, kas mēģināja izlietot ķīļveida spraugu gultņu eļļošanas nolūkiem, zināja, ka ļoti labvēlīgu iespaidu uz gultņa darbību atstāj ieplūdes šķautnes noapaļošana pēc kādas līknes (sk. 451. zīm. spraugu garumā L'). Arī teoretiskie pētijumi rāda, ka spraugas ieplūdes šķautnes noapaļošana ir ļoti vēlama: noapaļojums jau rada zinamu spiediena pieaugumu, un tādēļ eļļa neieplūst vairs spraugas taisnā daļā ar $p = 0$, bet ar $p > 0$ (itin kā mēs lietotu spiediena eļļošanu). Līdz ar to spiedieni spraugā viscaur palielinas, un palielinas arī



451. zīm.

spraugas nesējspēja P/b. Tālāk var pierādīt, ka berzes koeficients μ samazinas, un ka samazinas arī ekscentricitate e/L, pārejot pat negatīvā (tāpat, kā to 409. lpp. redzējām mainīgās viskozitates gadijumā). Pieņemot kādu noapaļojuma likumu (visērtāk parabolisku), var atrast arī matematiski visu minēto lielumu maiņas nolīdzinājumus.

No praktiskā viedokļa visas šīs īpašības ir ļoti vēlamas. Praksē mums taču vienmēr jārēķinas ar galīgu b un ar mainīgu η. Galīgais dziļums b, kā redzējām, atstāj ļoti nelabvēlīgu iespaidu, samazinot P/b un palielinot μ un e/L; mainīgais η vēl vairāk samazina P/b [R/b, μ un e/L gan arī samazinas]. Tādēļ katrs iespaids, kas palielina nesējspēju P/b, principiali vēlams, un, — kā aprēķini to rāda —, ieplūdes šķautnes noapaļojums ir ļoti efektivs un vienkāršs līdzeklis to sasniegt.

Ka μ samazināšana (noapaļojuma un arī mainīgā η dēļ) vēlama, bez tālākas iztirzāšanas skaidrs. Bet arī e/L samazināšana vai pat pāreja negatīvā vērtībā (noapaļojuma un arī mainīgā η dēļ) no praktiskā viedokļa ir svarīga, jo tas atstāj mums lielāku rīcības brīvību segmentu atbalstpunktu (sk. turpmāk) izvēlei. Piem., gultņos ar mainīgu V virzienu segmentu var atbalstīt vidū un tomēr sasniegt izdevīgu m, kas ar taisnu spraugu būtu grūti izdarams.

Segmentgultņi (aksialie).

Savā ziņā skaistākais piemērs hidrodinamiskās eļļošanas teorijas pielietošanai praksē ir t. s. segmentgultņi, ko uz teoretisko prātojumu pamata pirmais konstruēja Anglijā Michell's. Mēs jau savā vietā (sk. 403. lpp.), interpretējot (49) formulu, aizrādījām, ka lielas nesējspējas sasniegšanai vajadzīgi pavisam nelieli ķīļveida spraugas augstumi h_0 (kas izteicas mm simtdaļās un mazāk). Tāpat mēs redzējām, ka liela nesējspēja sasniedzama tikai noteiktās sašaurinājuma mēra robežās: $m \cong 1...3$ (sk., piem., 447. zīm). Izveidot (ar iestrādāšanu) pareizi tādus sašaurinājumus (resp. slīpumus) ar to niecīgajiem izmēriem ir gandrīz neiespējams, un ja tas pat izdotos, tad spraugas sienu deformacijas (parasti ļoti ievērojamo un nevienādi sadalīto spie-

dienu dēļ) gultņa darbības laikā varētu visu sagrozīt. Tādēļ konstrukcijas, kurās ķīļveida spraugas radītas ar iestrādāšanu (šābēšanu), sastopamas samērā reti. 443. zīmējumā mēs jau devām tāda aksialgultņa skici; tādu, piem., lietoja Ford's savās tvaika turbinās.

Daudz loģiskāk izveidot gultni tā, ka tā apstrādāšana nerada nekādas grūtības, un ka ķīļveida spraugas rodas automatiski. Tāda arī bija Michell'a pamatideja. Kā jau 398. lpp. minēts un 443. zīmējumā parādīts, aksialgultņa atbalstgredzenu sadala vairākās daļās (līdz 10...12 un vairāk) t. s. segmentos, kas atbalstīti atsevišķi tādā veidā, ka tie var svārstīties. Eļļa ieplūst gultnī rotējošās vārpstas tuvumā un sadalas pa radialiem kanaliem starp segmentiem. Vārpstai ar savu gredzenu rotējot, tas ierauj eļļas filmu starp gredzenu un segmentiem un, ja tikai atbalstpunkts izvēlēts pareizās robežās, tad ikkatrs segments automatiski pieņem vajadzīgo slīpumu (t. i. saskaņā ar uzņemto slodzi resp. nesējspēju P/b un ar izvēlēto atbalstpunktu automatiski ieregulējas sašaurinājuma mērs m), tādā veidā radot vajadzīgo ķīļveida spraugu. Pēc caurplūdes pa spraugu sasilušā eļļa iekļūst nākošā radialā kanalā un ar centrifugalspēku to izsviež ārā no gultņa.

Ar automatiski radītām, lielu nesējspēju apveltītām ķīļveida spraugām un labu sasilušās eļļas novadīšanu tādi segmentgultņi ļauj sasniegt daudz labākus rezultatus nekā agrāk plaši lietotie parastie nedalītie aksialgultņi vai ķemmveida gultņi (sk. 375. lpp.). Ja šeit varēja pielaist maksimali: $p_{vid} \cong 3...8...10$ kg/cm² un $V_{max} \cong 10$ m/sec, tad segmentgultņos pielaiž līdz: $p_{vid} \cong 12...20...30$ kg/cm² un pat līdz $p_{vid} \cong 70$ kg/cm², un operē ar ātrumiem līdz $V_{max} \cong 40...50$ m/sec. Vajadzības gadijumā slodze palielinama pat 10...20 kārtīgi, salīdzinot ar parasto gultni; piem. Brown-Boveri mēģinājumos sasniegti bez segmentu bojāšanas p_{vid} līdz 500 kg/cm² ar V līdz 50 m/sec. Pat ar ūdeni (eļļas vietā) pielaida līdz: $p_{vid}=5$ kg/cm². Pie tam segmentgultņa konstruktivais garums ir ievērojami mazāks nekā ķemmveida gultnim. Šo iemeslu dēļ segmentgultņus tagad gandrīz vienmēr lieto visos gadijumos, kur jāuzņem lielas aksialslodzes, un kur ātrumi ir pietiekoši hidrodinamiskās berzes nodrošināšanai (piem., ūdens un tvaika turbīnu technikā). Jaunākā laikā arī radialgultņos sāk jau pielietot sadalīšanu segmentos (sk., piem., turpmāk aplūkojamos Nomy gultņus.).

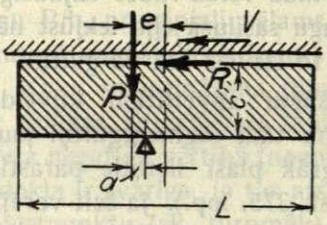
Ja segments ir atbalstīts vienā punktā, tad atbalstpunkts teorētiski jāizvēlas tā, lai caur to ietu nesējspējas P un berzes pretestības R rezultante (neievērojot relativi nelielo segmenta pašsvaru). No 452. zīm. atrodam momentu attiecībā pret atbalstpunktu:

$$P \cdot a + R \cdot c = 0,$$

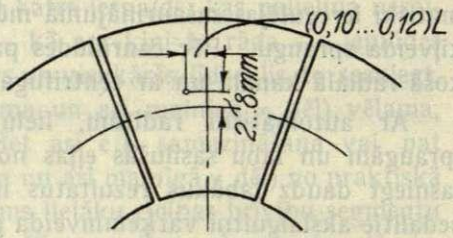
vai, dalot ar P un apzīmējot kā agrāk [(31) form.]: $\frac{R}{P} = \mu$:

$$a + \mu c = 0, \text{ vai: } a = -\mu c.$$

Tā kā μ ir mazs decimalskaitlis (ar minimali 3 nullēm priekšā), tad, ievērojot vispārējo nedrošību μ, P, R u. t. t. noteikšanā (kaut mainīgā η, nepareizo spraugas virsmu formu u. t. t. dēļ), nav vērts ievērot rezultējošo nelielo a vērtību, un praktiski var pieņemt $a = 0$. Citiem vārdiem, atbalstpunktu var novietot ekscentricitates e atstatumā no segmenta viduslīnijas. Parasti sastopams: $\frac{e}{L} \cong 0{,}1 \ldots 0{,}12$, kas atbilst apm. sašaurinājuma mēram $m \cong 2$ (pieņemot: $\eta = \text{const}$ un $b = \infty$) un ko varētu pieņemt kā vidējo izdevīgāko vērtību (sk. 406. un 408. lpp.)



452. zīm.

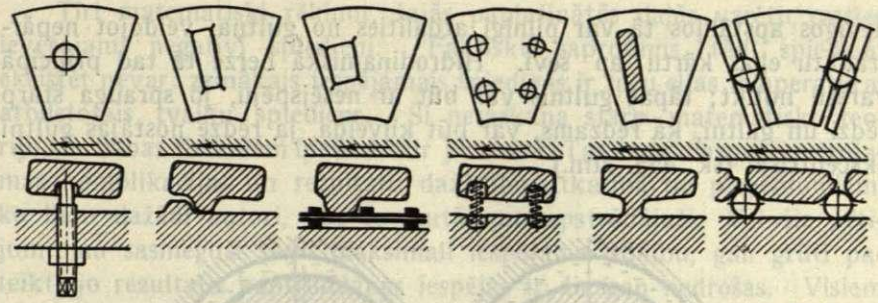


453. zīm.

Ja rotacijas virziens ir mainīgs, tad segments, saprotams, jāatbalsta vidū. Kā mēs 411. lpp. redzējām, tas arī iespējams mainīgā η dēļ un it sevišķi, ja ieplūdes šķautnes ir noapaļotas. Michell firma gan ieteic samazināt tādos gadijumos pielaižamo slogojumu (par apm. 25%). Tā kā segments uz ārpusi ir platāks, atbalstpunktu novieto tuvāk segmenta ārējai malai (par vidēji apm. 2...8 mm no vidusloka, atkarībā no segmenta lieluma), lai tas atrastos apmēram visu spiediēnu rezultantes P pielikšanas punktā (453. zīm.).

Konstruktivie izveidojumi kā segmentiem, tā arī atbalstiem ir ļoti dažādi. Pa lielākai daļai patlaban lieto bronzas segmentus, bet diezgan bieži arī ķeta vai tērauda lējuma segmentus ar babita pārklājumu (it sevišķi lielāku izmēru gadijumā).

Segmentus atbalsta (sk. 454. zīm.) uz tapām (bieži ieregulējamām), izciļņiem bez un ar elastīgiem paklājiem, atsperēm, lodītēm u. t. t.,



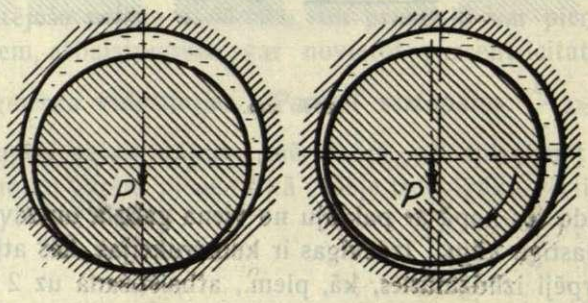
454. zīm.

vai arī izveido tos kopā ar paklāju no viena gabala un savieno ar relatīvi šauru elastīgu kāju. Izdevīgas ir konstrukcijas, kas atļauj segmentiem savstarpēji izlīdzināties, kā, piem., atbalstīšana uz 2 lodītēm. Ja šeit viens segments ir stiprāk slogots, tad tas tik ilgi stiprāk spiež uz lodītēm un līdz ar to pārbīda pārējos segmentus, kamēr sasniegts līdzsvars. Ja segmenti atbalstīti individuali, vienādu slogojumu grūtāk sasniegt, jo spraugas ir ļoti šauras — vislielākais dažas simtdaļas mm. Tomēr atbalstīšanai uz 2 lodītēm, — kā to praktizē BBC firma —, ir tas trūkums, ka segments šeit strādā kā sija uz 2 balstiem; tā kā maksimalie spiedieni, kā redzējām, ir apm. vidū un pie tam bieži ļoti lieli, tad segmenta deformacijas var vieglāk iespaidot spraugas formu, nekā atbalstot to vienā punktā apmēram vidū. No deformaciju viedokļa gandrīz izdevīgākā ir atbalstīšana uz atsperēm (Kingsbury konstrukcija), ko bieži lieto lielā skaitā, pārklājot ar tām visu segmenta apakšējo virsmu (skicē parādītas tikai 4 atsperes).

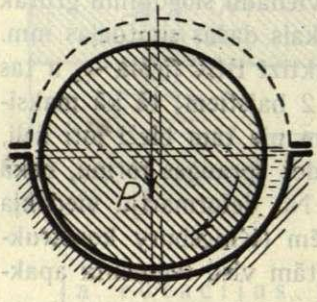
Īss pārskats par radialgultņu eļļošanas teorijas pamatiem.

Parastos radialgultņos, kur gultnis aptver cilindrisko rēdzi ar nelielu spēli, apstākļi ir apmēram tādi pat kā aplūkotos segmentgultņos. Miera stāvoklī rēdze atbalstas pret gultni savā apakšējā punktā, tā tad guļ ekscentriski (sk. 455. zīm.; šeit pieņemts, ka uz rēdzi iedarbojas pašsvars vai vispārīgi vertikals šķērsspēks). Starp rēdzi un gultni tā tad jau atrodas ķīļveida sprauga, ko labi eļļotā gultnī varam iedomāties kaut pa daļai pildītu ar eļļu. Ja rēdze sāk griezties, tā ierauj starp sevi un gultni eļļas daļiņas; rēdze drusku pacelsies, un iz-

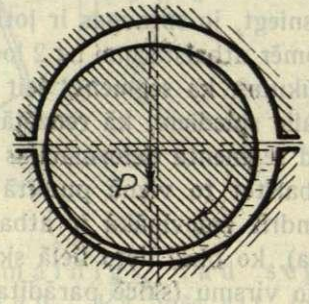
devīgos apstākļos tā var pilnīgi atdalīties no gultņa, veidojot nepārtrauktu eļļas kārtu ap sevi. Hidrodinamiskā berze tā tad principā varētu notikt; tāpat gultnis var būt ar nesējspēju, jo sprauga starp rēdzi un gultni, kā redzams, var būt ķīļveida, ja rēdze nostājas gultnī ekscentriski (sk. 455. zīm.).



455. zīm.



456. zīm.



457. zīm.

Apstākļi, kā redzams, ir gan komplicētāki nekā agrāk aplūkotā taisnā spraugā. Vispirms jau rēdzes un līdz ar to arī eļļas filmas rotacijas dēļ tur attīstīsies centrifugalspēki, kuru iespaids matematiskā analizē jāignorē, ja nevēlas pilnīgi atteikties no integracijas iespējas. Otrkārt, kā redzams, sprauga šeit nav vienkārši ķīļveidā sašaurināta, kā tas bija taisnās spraugas gadījumā, bet ir kā sašaurināta, tā arī paplašināta. T. s. p i l n ī g i a p t v e r t a i r ē d z e i, kur gultnis veido pilnu aploci ap rēdzi, kā paplašinātā, tā arī sašaurinātā daļa ir vienāda (455. zīm.). T. s. p u s a p t v e r t a i r ē d z e i, kur gultnis aptver rēdzi tikai pa pusaploci (456. zīm.), paplašinātā daļa ir gan īsāka, bet tomēr eksistē.

Tīri matematiski rēķinot, šajās paplašinātās daļās varētu rasties ievērojami negativi spiedieni. Faktiski, saprotams, tādi spiedieni eksistēt nevar: zemākais iespējamais spiediens ir taču eļļas temperaturai atbilstošais tvaiku spiediens. Šī nesaskaņa starp matematisko teoriju un dabas fizikalām īpašībām ir jānovērš. Tas rada diezgan ievērojamas komplikacijas un rezultatu dažādību atkarībā no pieņēmumiem, ko lieto dažādi autori, kas šo jautājumu apstrādājuši. Vai šie pētijumi jau sasnieguši savu maksimali iespējamo pilnību, gan grūti pateikt, jo rezultatu kontrolēšanas iespējas ir diezgan nedrošas. Visiem tiem vienkāršojumiem, ko esam spiesti pielaist teoretiskos pētijumos un par kuriem mēs jau runājām 386....387. lpp., pievienojas klāt vēl daudz svarīgāki faktori, par kuriem runāsim turpmāk, proti — virsmu apstrādāšanas nepilnības un deformacijas. Tās rada apstākļus, kādi pavisam neatbilst teorijā pieņemtajiem.

No tīri praktiskā viedokļa tādēļ šiem ļoti komplicētiem teoretiskiem pētijumiem pārāk lielas nozīmes nav. Mēs aplūkosim tādēļ teoriju tikai saīsinātā, vispārējā veidā, kas varbūt pilnībā neatbilst lietas pēdējam stāvoklim, bet kas no praktiskā viedokļa vairāk nekā pietiek. Praktiskiem aprēķiniem vajadzīgos datus dosim kā pilnīgi, tā arī pusaptvertai rēdzei, jo abas praksē sastopamas, it sevišķi bieži pēdējā.

Piezīme. Pilnīgi aptvertas rēdzes mēs sastopam nedalītos gultņos, kuros bez galvenās eļļas pievadīšanas rievas mums nav citu eļļošanas rievu, kas eventuali varētu pārtraukt eļļas filmu (tādi gultņi sastopami, piem., ātri skrejošos elektromotoros). Daudz parastāki praksē ir dalīti gultņi (457. zīm.). Pat ja dalijuma vietās nebūtu eļļošanas rievu (kādas tur gan parasti ir), tad tomēr pa dalijuma spraugām gultnī var iekļūt gaiss, iznīcinot spiedienu eļļas filmā un piepildot (ja tikai spēle ir cik necik ievērojama) platāko spraugas partiju augšējā gultņa daļā. Tas pats gultņa galīgā garuma dēļ bieži notiks no rēdzes galu puses. Tādēļ visos tādos gadijumos ir drošāk pieņemt, ka gultņa augšējās daļas pavisam nav, resp. ka darba spiediens tur ir nulle, un ka mums ir darīšana ar pusaptvertu rēdzi. Dažos gadijumos pat pavisam atmet lieko gultņa daļu, piem., vagonu asīm (tur tikai P iet uz augšu, tādēļ liekā daļa ir apakšējā); tad mēs iegūstam jau īstu pusaptvertu rēdzi.

Pamatnolīdzinājumi un spiedieni.

Pētijumu vienkāršošanai ievedīsim dažus relativus resp. bezdimensiju lielumus (analoģiski tam, kā taisnai spraugai ievedām sašaurinājuma mēru m, sk. (33) nol.). Apzīmējot gultņa urbuma caurmēru ar D, radiju ar R un rēdzes attiecīgos lielumus ar d un r, definējam:

t. s. gultņa spēli s kā:

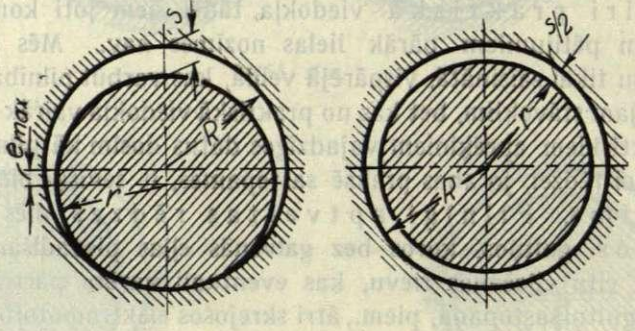
$$s = D - d = 2(R - r) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (64)$$

t. s. radialo spēli $\frac{s}{2}$ kā:

$$\frac{s}{2} = \frac{D - d}{2} = R - r \quad \ldots\ldots\ldots \quad (64a)$$

s ir, acīmredzot, maksimalais spraugas platums, ja rēdze pieskaras gultņa virsmai, resp. kad rēdzes ekscentricitate e ir vislielākā (sk. 458. zīm.):

$$e_{max} = R - r = \frac{s}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (65)$$



458. zīm.

Rēdzes ekscentricitati e, kā tādos gadījumos parasts, definējam kā atstatumu starp gultņa un rēdzes centriem.

$\frac{s}{2}$ ir, acīmredzot, spraugas konstantais platums koncentriskā stāvoklī, kad gultņa un rēdzes centri sakrīt, resp. $e = 0$ (sk. 458. zīm.).

Starp abiem minētiem robežstāvokļiem iespējams bezgaligs starpstāvokļu daudzums, kuros rēdze var iestāties atkarībā no slodzes un ātruma un kuros $e_{max} > e > 0$.

Definējam tālāk kā relativo ekscentricitati ε [ar (65) formulu]:

$$\varepsilon = \frac{e}{e_{max}} = \frac{e}{R - r} = \frac{2e}{s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (66)$$

ε robežas ir, acīmredzot:

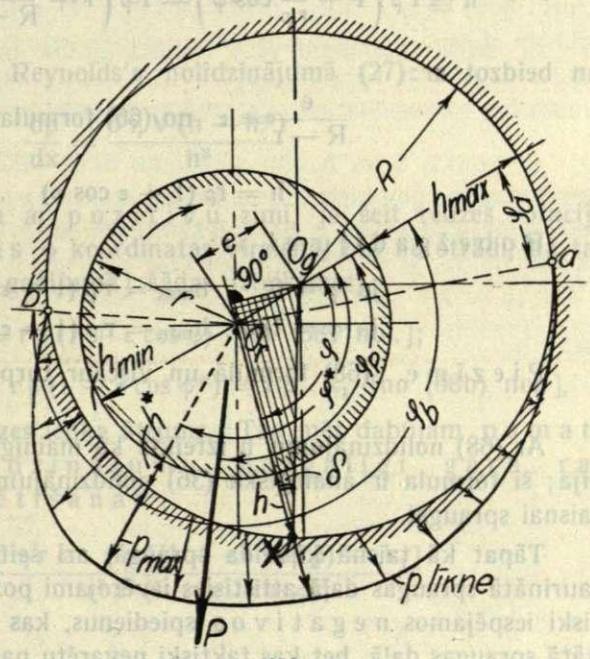
$\varepsilon_{max} = \frac{2e_{max}}{s} = 1$ (kad rēdze pieskaras gultnim);

$\varepsilon_{min} = 0$ (koncentriskā stāvoklī, kad $e = 0$).

Tālāk definējam kā relatīvo gultņa spēli ρ [ar (64) formulu]:

$$\rho = \frac{s}{2r} = \frac{R - r}{r} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (67)$$

Šis lielums ir, kā redzams, konstants.



459. zīm.

Spraugas mainīgos augstumus radialā virzienā (pieņemot rēdzes centru O_r par koordinatu sākumu) apzīmēsim ar h (sk. 459. zīm.); maksimalo augstumu apzīmēsim ar h_{max}, minimalo ar h_{min}. Abi šie izmēri, kā redzams, atrodas vienā taisnā linijā ar ekscentricitati e, resp. atstatumu starp rēdzes centru O_r un gultņa centru O_g. Pētīšanai lietosim šajā gadījumā visērtāko — polaro koordinatu sistemu ar sākumu rēdzes centrā O_r; leņķu koordinatas φ sāksim skaitīt no h_{max} atrašanās vietas pulksteņa rādītāja gaitas virzienā.

No 459. zīm. atrodam: $h = O_rX - r$.

No svītrotiem trijstūriem atrodam:

$O_rX = O_gX \cdot \cos\delta - e \cdot \cos(180° - \varphi) = R \cdot \cos\delta + e \cdot \cos\varphi$,

un tādēļ:

$$h = R \cdot \cos\delta - r + e \cdot \cos\varphi.$$

Varētu tālāk izteikt δ kā φ un e funkciju un to ievietot formulā, bet tas dotu vēlāk neintegrējamus nolīdzinājumus. Jautājums tādēļ jāvienkāršo: ievērojot leņķa δ niecīgo vērtību (jo hidrodinamiski eļļotos gultņos ekscentricitates faktiski ir ļoti mazas), to var ignorēt, izdarot samērā niecīgu kļūdu.

Pieņemot $\delta = 0$, resp. $\cos\delta = 1$, mēs dabūjam:

$$h \cong R - r + e \cdot \cos\varphi,$$

vai ar: $R - r = r \cdot \rho$ no (67) formulas:

$$h \cong r\rho\left(1 + \frac{e}{r\rho}\cos\varphi\right) = r\rho\left(1 + \frac{e}{R-r}\cdot\cos\varphi\right),$$

un beidzot ar:

$$\frac{e}{R-r} = \varepsilon \text{ no (66) formulas:}$$

$$h = r\rho\,(1 + \varepsilon\cos\varphi) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (68)$$

Robežgadījumi ir:

$$\left.\begin{array}{l} \text{ja } \varphi = 0, \quad h_{max} = r\rho\,(1+\varepsilon); \\ \text{ja } \varphi = 180°, \; h_{min} = r\rho\,(1-\varepsilon). \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (68a)$$

Piezīme. (68) formulā un viscaur turpmāk atmesta $\sim$ zīme.

Ar (68) nolīdzinājumu h izteikts kā mainīgo lielumu φ un ε funkcija; šī formula ir analoģiska (36) nolīdzinājumam: $h = h_0\,(1 + mx_1)$ taisnai spraugai.

Tāpat kā taisnā ķīļveida spraugā, arī šeit rotacijas virzienā sašaurinātā spraugas daļā attīstīsies ievērojami pozitivi spiedieni. Teoretiski iespējamos negatīvos spiedienus, kas varētu rasties paplašinātā spraugas daļā, bet kas faktiski nevarētu pastāvēt, ignorēsim, skaitot viscaur darba spiedienus par nulli tajā spraugas daļā, kur negativi spiedieni varētu rasties (sk. arī 417. lpp.). To darīsim pat tādā (retākā) gadījumā, kad eļļu pievada ar spiedienu, jo šis spiediens tikpat kā vienmēr ir neievērojams, salīdzinot ar tiem, kas hidrodinamiski attīstas, rēdzei rotējot.

Atliekot šos spiedienus polaras diagrammas veidā, mēs tā tad vispārīgi dabūsim punktu a ar leņķu koordinatu φ_a, kur pozitivie darba spiedieni sākas, punktu b ar leņķu koordinatu φ_b, kur tie beidzas, un kādu vidēju punktu ar leņķu koordinatu φ^* (pēc analoģijas ar x^* taisnā spraugā, sk. 399....401. lpp.), kur spiediens ir p_{max} (sk. 459. zīm.).

P i e z ī m e. Punkts b, kur pozitivie p beidzas, vispārīgi neatradīsies h_{min} atrašanās vietā (tas notiktu tikai tad, ja tur būtu eļļas rieva, kas iznīcina spiedienu), bet aiz h_{min} rotacijas virzienā (vismaz nedalītā gultnī).

Apzīmējot (kā agrāk taisnai spraugai) spraugas augstumu p_{max} atrašanās vietā ar h*, mēs atrodam no (68) formulas:

$$h^* = r\rho(1 + \varepsilon \cos\varphi^*) = r\rho \cdot k_1 \quad \ldots\ldots \quad (68b)$$

kur ar k_1 apzīmēta izteiksme:

$$k_1 = 1 + \varepsilon \cos\varphi^* \quad \ldots\ldots\ldots \quad (68c)$$

[Sk. analoģiju taisnās spraugas gadijumā: (37), (37a) un (38) nolīdzinājumi].

Ievietojam tālāk Reynolds'a nolīdzinājumā (27):

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\eta V(h - h^*)}{h^3}$$

[otrā daļa ņemta ar p o z i t i v u zīmi, jo šeit rēdzes rotacija pieņemta p o z i t i v ā s φ koordinatas virzienā, bet ne otrādi, kā tas bija taisnās spraugas gadijumā] šādas izteiksmes:

$dx = r \cdot d\varphi$; $h = r\rho(1 + \varepsilon \cos\varphi)$ [no (68) nol.];

$V = r \cdot \omega$; $h^* + r\rho(1 + \varepsilon \cos\varphi^*) = r\rho \cdot k_1$ [no (68b) nol.],

kur ar ω apzīmēts rēdzes leņķa ātrums. Tad mēs dabūjam p a m a t - d i f e r e n c i a l n o l ī d z i n ā j u m u b e z g a l ī g i g a r ā r a d i a l g u l t ņ a i z p ē t ī š a n a i:

$$\frac{dp}{r \cdot d\varphi} = \frac{6\eta r\omega \cdot r\rho[(1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi) - k_1]}{r^3\rho^3(1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi)^3},$$

resp. saīsinot:

$$dp = \frac{6\eta\omega}{\rho^2}\left[\frac{1}{(1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi)^2} - \frac{k_1}{(1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi)^3}\right] d\varphi. \quad (69)$$

pēc analoģijas ar (40) nolīdzinājumu taisnās spraugas gadijumā.

(69) nolīdzinājumu var integrēt ar substituciju:

$$y = \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon}} \cdot \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}.$$

Tā kā integrals iznāk ievērojami sarežģīts, ievedīsim vienkāršus simbolus šādiem integraliem:

$$J_1 = \int \frac{d\varphi}{1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi} = \frac{2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \cdot \operatorname{arc\,tg}\left[\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}} \cdot \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\right];$$

$$J_2 = \int \frac{d\varphi}{(1+\varepsilon \cdot \cos\varphi)^2} = \frac{2}{(\sqrt{1-\varepsilon^2})^3} \cdot \operatorname{arc\,tg}\left[\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}} \cdot \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\right] - \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon^2} \cdot \frac{\sin\varphi}{1+\varepsilon \cdot \cos\varphi}; \qquad (70)$$

$$J_3 = \int \frac{d\varphi}{(1+\varepsilon \cdot \cos\varphi)^3} = \frac{2+\varepsilon^2}{(\sqrt{1-\varepsilon^2})^5} \cdot \operatorname{arc\,tg}\left[\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}} \cdot \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\right] - \frac{3\varepsilon^2}{2(1-\varepsilon^2)^2} \cdot \frac{\sin\varphi}{1+\varepsilon \cdot \cos\varphi} - \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)} \cdot \frac{\sin\varphi}{(1+\varepsilon\cos\varphi)^2}.$$

Ar šiem simboliem (69) nolīdzinājuma integrals ir, acīmredzot:

$$p = \frac{6\eta\omega}{\rho^2}(J_2 - k_1 \cdot J_3 + C). \qquad (71)$$

Ja punkti a un b, kur spiedienu līkne sākas un beidzas, būtu zināmi, tad viegli varētu noteikt konstantes k_1 un C. Ja $\varphi = \varphi_a$ un $\varphi = \varphi_b$, tad (parasti) $p = 0$. Tādēļ dabūjam:

$$0 = \frac{6\eta\omega}{\rho^2}\left(\left|J_2\right|_o^a - k_1\left|J_3\right|_o^a + C\right),$$

un:

$$0 = \frac{6\eta\omega}{\rho^2}\left(\left|J_2\right|_o^b - k_1\left|J_3\right|_o^b + C\right).$$

Atrisinot šo sistemu, atrodam:

$$k_1 = \frac{\left|J_2\right|_o^b - \left|J_2\right|_o^a}{\left|J_3\right|_o^b - \left|J_3\right|_o^a} = \frac{\left|J_2\right|_a^b}{\left|J_3\right|_a^b}. \qquad (71a)$$

un:

$$C = \frac{\left|J_2\right|_a^b}{\left|J_3\right|_a^b} \cdot \left|J_3\right|_o^a - \left|J_2\right|_o^a \qquad (71b)$$

No (68c) un (71a) nolīdzinājuma vēl atrodama maksimālā spiediena p_{max} koordinata φ^*:

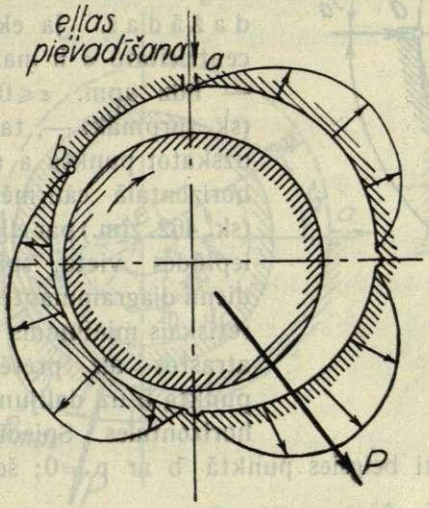
$$k_1 = 1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi^* = \frac{\left|J_2\right|_a^b}{\left|J_3\right|_a^b} \qquad (72)$$

vai:

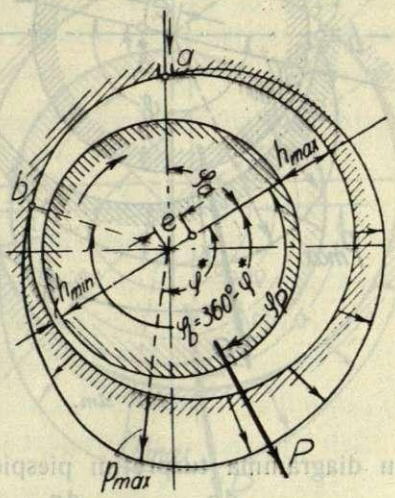
$$\varphi^* = \arccos\left\{\left(\frac{\left|J_2\right|_a^b}{\left|J_3\right|_a^b} - 1\right)\frac{1}{\varepsilon}\right\}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (72a)$$

Spiedienu diagrammas, ko dod (71)...(72) nolīdzinājums, ir dažādas atkarībā no gultņa veida. P i l n ī g i a p t v e r t a i r ē d z e i punkts a atradīsies pa lielākai daļai pašā augšā (vispārīgi tur, kur pievadīsim eļļu gultnim, sk. 460...461. zīm.). Ja bez eļļas pievadīšanas rievas gultnī atrodas vēl eļļas sadalīšanas rievas, tad tajās visur praktiski var pieņemt, ka darba spiediens ir nulle. Spiediena diagramma tādēļ veidosies no vairākiem zariem ar pātraukumiem rievu vietās (460. zīm.). Hidrodinamiski eļļotos gultņos lieku rievu gan nav, jo puslīdz skaidrs, ka tad nesējspēja stipri samazinas, nedodot iespēju attīstīties nepārtrauktai spiedienu diagrammai un arvien no jauna samazinot spiedienus līdz nullei. Šo gadijumu tādēļ neaplūkosim.

Ja pilnīgi aptvertās rēdzes gadijumā rievu nav, tad šo pārtraukumu spiedienu diagrammā neņūs. Pieņemot punktu a augšā (tas, saprotams, nav obligatoriski tā), t. i. kur eļļu pievada, dabūsim diagrammu, kas attēlota 461. zīm.: spiedieni sākas punktā a, pie kam leņķis φ_a šeit ir n e g a t i v s; kādam φ^* iestājas p_{max}, un diagramma izbeidzas punktā b ar koordinatu φ_b.



460. zīm.

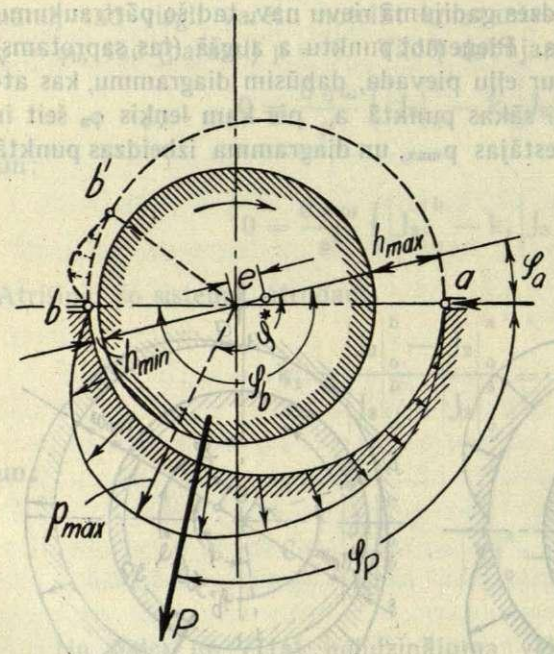


461. zīm.

Kā jau agrāk teikts (417. un 420. lpp.), mēs pieņemsim aiz punkta b līdz punktam a darba spiedienus p = 0. Dabiski tādēļ pieņemt, kā to tagad dara un ko apstiprina arī prātojumi par eļļas caurplūdi caur spraugas neslogoto daļu b...a, ka punkts b atrodas tur, kur spiedienu līkne sasniedz savu matemātisko minimumu, t. i. kur $\frac{dp}{d\varphi} = 0$.

No (69) un (68c) nolīdzinājuma redzams, ka $\frac{dp}{d\varphi} = 0$ iestājas 2 leņķiem, proti $\pm \varphi^*$, resp. $+\varphi^*$ un $360° - \varphi^*$. Ņemot otros atvasinājumus, viegli pārliecināties, ka p_{max} iestājas, ja $+\varphi^* < 180°$, un p_{min}, — ja $360° - \varphi^* > 180°$, kā tas arī parādīts diagrammā. Pilnīgi aptvertai rēdzei tā tad pieņemam punktā b:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dp}{d\varphi} = 0 \\ &\text{un dabūjam:} \quad \varphi_b = 360° - \varphi^* \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (73)$$



462. zīm.

Robežgadījumā punkts b varētu sakrist ar a; tad p diagramma pilnīgi aptvertu rēdzi.

Pusaptvertās rēdzes gadījumā diagrammas var būt dažādas. Ja ekscentricitate ε ir maza — līdz apm. $\varepsilon \leqslant 0{,}4$ (sk. turpmāk) —, tad, uzskatot punktu a uz horizontalā caurmēra (sk. 462. zīm.) par eļļas ieplūdes vietu, spiedienu diagrammas teoretiskais minimums b' atrastos aiz pretējā punkta b uz dalijuma horizontales. Spiedienu diagramma turpretim piespiesti beigsies punktā b ar p = 0; šeit tā tad nebūs $\frac{dp}{d\varphi} = 0$, bet $\frac{dp}{d\varphi} > 0$. Šajā gadījumā mēs, acīmredzot,

dabūsim:

$$\varphi_b = \varphi_a + 180^\circ \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

(pusaptvertai rēdzei, ja $\varepsilon \leqslant 0{,}4$).

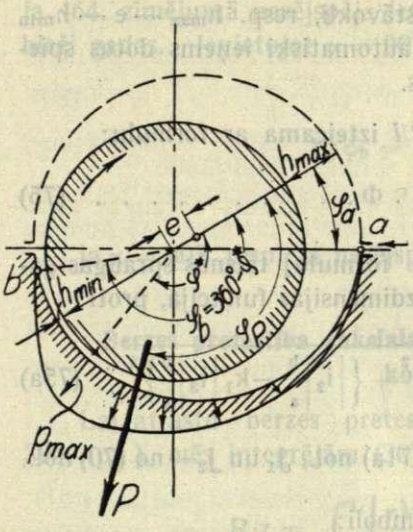
Ja augšējā gultņa daļa arī eksistē, tad nelielas spraugas gadijumā eventuali varētu vēl attīstīties otrs spiediena diagrammas zars līdz punktam b', — kā tas 462. zīm. parādīts. Kā jau 417. lpp. teikts, pa lielākai daļai ar šīs diagrammas eksistenci droši rēķināties nevar. Tādēļ mēs turpmāk uzskatīsim dalītos gultņus ar eļļas rievām dalijumu vietās tikai par pusaptvērējiem ar vienu spiedienu diagrammas zaru.

Ja $\varepsilon > 0{,}4$, tad spiedienu diagrammas minimums pievirzas tuvāk un jau nesasniedz vairs punktam a pretējo pusgultņa malu (sk. 463. zīm.). Tādēļ šeit apstākļi būs tādi pat kā pilnīgi aptvertai rēdzei, t. i. ar (73) formulām dotie, proti:

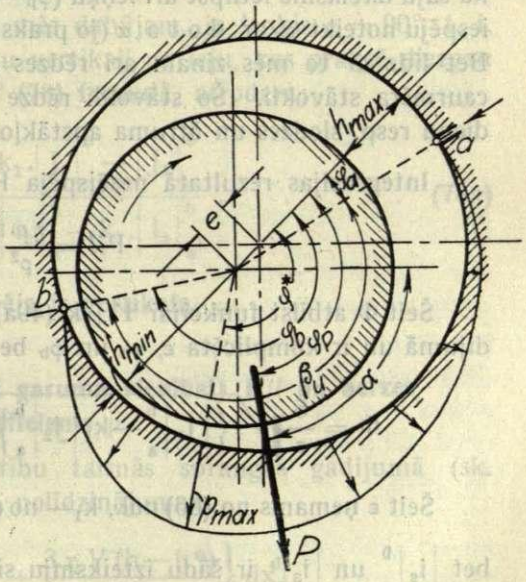
$$\frac{dp}{d\varphi} = 0 \text{ (punktā b), un: } \varphi_b = 360^\circ - \varphi^*.$$

Nesējspēja P/*l* un tās virziens.

Mēs tagad esam noskaidrojuši punkta b atrašanās vietu dažādiem rēdžu veidiem. Punktu a, kā jau minēts, mēs iedomājamies eļļas pievadīšanas vietā. Kā tas diagrammās bija rādīts, a parasti atradīsies vai



463. zīm.



464. zīm.

nu augšā — pilnīgi aptvertai rēdzei, vai uz horizontalā caurmēra — pusaptvertai rēdzei. Saprotams, tam tā nav vienmēr jābūt: punkts a var atrasties arī citur un patvaļīgi izvēlams diezgan plašās robežās, ja pēc tā rastos vajadzība.

Līdz ar to spiedienu diagrammu robežas a un b ir principā noskaidrotas un — analoģiski tam, kā mēs to darijām taisnās spraugas gadijumā (sk. 402. lpp.) — atliek integrēt spiedienus, lai iegūtu bezgalīgi garā gultņa n e s ē j s p ē j u P/*l* aksialā garuma *l* vienībai. Tā kā spiedienu p virzieni šeit ir mainīgi, nepieciešams vēlāk noskaidrot vēl P/*l* virzienu, vai arī atrast dotam P/*l* virzienam leņķa koordinatu φ_p, kas atbilst ekscentricitates *e* atrašanai taisnās spraugas gadijumā (sk. 404. lpp.).

Ņemsim vispārējo gadijumu: punkts a atrodas patvaļīgā vietā, un P/*l* neiet vertikali uz leju, bet veido ar horizontalo caurmēru caur rēdzes centru kādu leņķi α (sk. 464. zīm.). Spiedienu diagrammas aptveres leņķi $\varphi_b - \varphi_a$ apzīmēsim ar β_u:

$$\beta_u = \varphi_b - \varphi_a.$$

Laikam visvieglāk atrisināt uzdevumu, ja sadala spiedienus p [sk. (71)...(72) nol.] vertikalās un horizontalās komponentēs un tās integrē atsevišķi. Tā atrodam spiedienu rezultantes P/*l* vertikalo un horizontalo komponenti. Tās pietiek ģeometriski summēt, lai atrastu pašu P/*l*. Komponentu attiecība tālāk dod tgα (sk. 464. zīm.), un tā kā šajā izteiksmē ietilpst arī leņķa ($\varphi_p - \alpha$) tang funkcija, tas mums dod iespēju noteikt φ_p ar d o t o α (jo praksē gultņa slodzes virziens zinams). Bet līdz ar to mēs zinam arī rēdzes stāvokli, resp. $h_{max} - e - h_{min}$ caurmēra stāvokli. Šo stāvokli rēdze automatiski ieņems dotos spiedienu resp. slodzes un ātruma apstākļos.

Integracijas rezultatā nesējspēja P/*l* izteicama ar formulu:

$$P/l = \frac{\eta \omega r}{\rho^2} \cdot \Phi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (75)$$

Šeit Φ atbilst funkcijai Ψ [sk. (49a) formulu] taisnās spraugas gadijumā un ir komplicēta ε, φ_a un φ_b bezdimensijas funkcija, proti:

$$\Phi = \frac{6}{\varepsilon} \sqrt{\left\{ \left| J_1 \right|_a^b - k_1 \left| J_2 \right|_a^b \right\}^2 + \left\{ \left| i_2 \right|_a^b - k_1 \left| i_3 \right|_a^b \right\}^2} \quad (75a)$$

Šeit ε ņemams no (66) nol., k_1 — no (71a) nol., J_1 un J_2 — no (70) nol., bet $\left| i_2 \right|_a^b$ un $\left| i_3 \right|_a^b$ ir šādu izteiksmju simboli:

$$\left.\begin{aligned} \left| i_2 \right|_a^b &= \frac{1}{1+\varepsilon \cdot \cos\varphi_b} - \frac{1}{1+\varepsilon \cdot \cos\varphi_a}; \\ \left| i_3 \right|_a^b &= \tfrac{1}{2}\left\{ \frac{1}{(1+\varepsilon \cdot \cos\varphi_b)^2} - \frac{1}{(1+\varepsilon \cdot \cos\varphi_a)^2} \right\}. \end{aligned}\right\} \quad . \quad (76)$$

Praksē mēs bieži rēķinam ar t. s. „vidējiem īpatnējiem spiedieniem" p_{vid} uz rēdzes projekcijas laukumu (kā taisnā spraugā, sk. 403. lpp.):

$$p_{vid} = \frac{P}{ld} = \frac{P}{2lr}.$$

Ar (75) nolīdzinājumu mēs atrodam:

$$p_{vid} = \frac{\eta \cdot \omega}{2\rho^2} \cdot \Phi, \quad \text{resp.:} \quad \Phi = \frac{2\, p_{vid} \cdot \rho^2}{\eta \cdot \omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

Kā iepriekšējā lappusē teikts, atrodam arī tg $(\varphi_p - \alpha)$:

$$\operatorname{tg}(\varphi_b - \alpha) = \frac{\left| J_1 \right|_a^b - k_1 \cdot \left| J_2 \right|_a^b + \left\{ \left| i_2 \right|_a^b - k_1 \cdot \left| i_3 \right|_a^b \right\} \operatorname{tg}\alpha}{\left\{ \left| J_1 \right|_a^b - k_1 \cdot \left| J_2 \right|_a^b \right\} \operatorname{tg}\alpha - \left\{ \left| i_2 \right|_a^b - k_1 \cdot \left| i_3 \right|_a^b \right\}} \quad (78)$$

Simbolu nozīmes šeit ir tās pašas kā Φ funkcijai aizrādīts.

Sevišķi vienkāršu izteiksmi mēs dabūjam, ja leņķis $\alpha = 90°$, t. i. ja 464. zīmējumā nesējspēja ietu vertikali uz leju, kas praksē diezgan bieži gadas. Ievietojot $\alpha = 90°$ (78) formulā, atrodam:

$$\operatorname{tg}\varphi_b = \frac{k_1 \cdot \left| J_2 \right|_a^b - \left| J_1 \right|_a^b}{\left| i_2 \right|_a^b - k_1 \cdot \left| i_3 \right|_a^b}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78a)$$

ja $\alpha = 90°$, resp. ja nesējspēja ir vertikala.

Berzes pretestība (aksiala garuma vienībai) R/l un berzes koeficients μ.

Lai atrastu berzes pretestību taisnās spraugas gadijumā (sk. 394. lpp.), mēs integrējām (30) nolīdzinājumu:

$$R/z = \int_0^L \left\{ \frac{\eta V}{h} + \frac{3\,\eta\, V\,(h - h^*)}{h^2} \right\} dx.$$

Šeit mums tikai jāatvieto:
$V = r\omega$ (kā 421. lpp.);
$z = l$;
$h = r\rho\ (1 + \varepsilon \cos\varphi)$ [sk. (68) nolīdzinājumu];
$h^* = r\rho \cdot k_1$ [sk. (68b) nolīdzinājumu];
$dx = r \cdot d\varphi$.

Integrējot starp φ_a un φ_b, mēs tad atrodam:

$$R/l = \int_{\varphi_a}^{\varphi_b} \frac{\eta \cdot r\omega}{\rho} \cdot \left[\frac{4}{1 + \varepsilon \cos\varphi} - \frac{3\,k_1}{(1 + \varepsilon \cos\varphi)^2} \right] d\varphi,$$

vai: $$R/l = \frac{\eta \cdot r\omega}{\rho} \cdot \Delta, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (79),$$

kur: $$\Delta = 4 \left| J_1 \right|_a^b - 3\,k_1 \left| J_2 \right|_a^b \quad \ldots\ldots \quad (79a).$$

Šeit J_1 un J_2 definēti ar (70) nolīdzinājumiem un k_1 — ar (68c) nolīdzinājumu.

Šī formula ir analoģiska (52) formulai taisnās spraugas gadijumā. Citas R/l formulas dotas turpmāk pēc μ noteikšanas.

Berzes koeficientu μ mēs definējam, kā agrāk, prot — kā R/l un P/l attiecību:

$$\mu = \frac{R/l}{P/l}.$$

Izdalot (79) ar (75) nolīdzinājumu, atrodam:

$$\mu = \frac{\Delta}{\Phi} \cdot \rho = \Omega \cdot \rho, \qquad \text{ar: } \Omega = \frac{\Delta}{\Phi}, \quad \ldots\ldots \quad (80)$$

kas atbilst (53) nolīdzinājumam taisnās spraugas gadijumā.

Ja vēlamies, — kā to 405. lpp. darijām taisnās spraugas gadijumā —, izteikt μ kā P/l, resp. $p_{vid} = \frac{P}{2\,lr}$ funkciju, tad ievietojam no (75) resp. (77) nolīdzinājuma:

$$\rho = \sqrt{\frac{\eta\,\omega\,r \cdot \Phi}{P/l}} = \sqrt{\frac{\eta\,\omega\,\Phi}{2\,p_{vid}}}.$$

Atrodam:

$$\mu = \sqrt{\frac{\eta\,\omega\,r}{P/l}} \cdot k = \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{2\,p_{vid}}} \cdot k, \quad \ldots\ldots \quad (81)$$

kur:

$$k = \frac{\sqrt{\Delta}}{\Phi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (81a)$$

ar Δ no (79a) nolīdzinājuma un Φ no (75a) nolīdzinājuma.

Šīs formulas atbilst (54) un (54a) formulām taisnās spraugas gadījumā.

Beidzot mēs varam, tāpat kā taisnās spraugas gadījumā (sk. 406. lpp.), no (81) nolīdzinājuma atrast R/l kā P/l funkciju:

$$R/l = \mu \,.\, P/l = k \,.\, \sqrt{\eta \,.\, \omega r \,.\, P/l} = k \,.\, r\sqrt{2\eta\omega \,.\, p_{vid}}, \quad \ldots \quad (82)$$

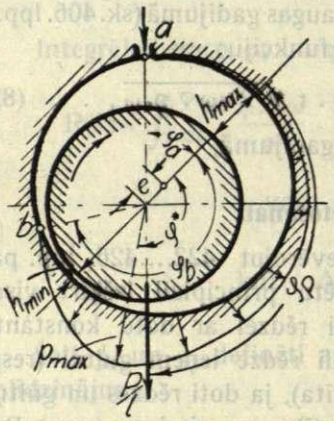
kas atbilst (56) formulai taisnās spraugas gadījumā.

Tabulas praktiskai lietošanai.

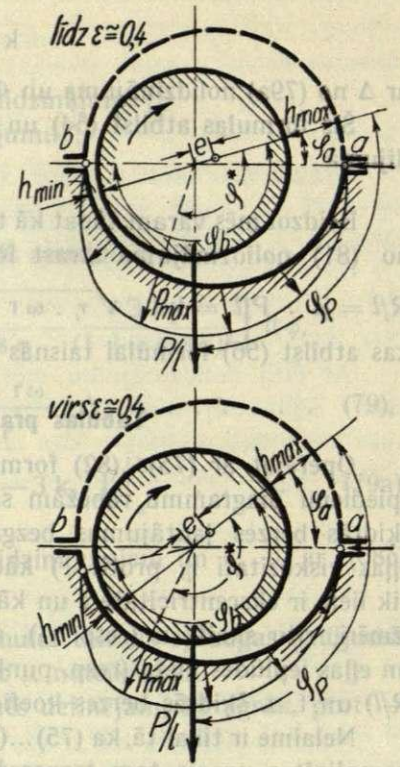
Operējot ar (75)...(82) formulu un ievērojot 422....426. lpp. par spiedienu diagrammu robežām sacīto, varētu principiali izšķirt visus šķidrās berzes jautājumus bezgalīgi garai rēdzei ar dotu konstantu eļļas viskozitati η, proti: 1) kādu stāvokli rēdze ieņem gultnī (resp. cik liela ir ekscentricitate e un kā tā ir virzīta), ja doti rēdzes un gultņa izmēri, ritu skaits n (resp. ω), slodzes vērtība un virziens (resp. P/l) un eļļas ieplūdes vieta (resp. punkts a); 2) cik liels ir berzes darbs (resp. R/l) un t. s. šķidrās berzes koeficients μ.

Nelaime ir tikai tā, ka (75)...(82) funkcijas, kā redzams, ir ievērojami komplicētas un pie tam transcendentas, un tādēļ to tiešā atrisināšana nav iespējama. Atliek tā tad grafiskais vai mēģinājumu ceļš, kas prasa ievērojamu laika un aprēķinu darba daudzumu. Visērtāk tādēļ praksē lietot gatavi sastādītas tabulas, kas dod galveno mums praksē vajadzīgo lielumu un funkciju korrespondējošās vērtības atkarībā no viena pieņemtā lieluma, parasti relativās ekscentricitates $\varepsilon = \frac{e}{R-r}$. Skaidrs, ka visādiem teoretiski iespējamiem gadijumiem tādas tabulas gan varētu sastādīt ar zinamiem intervalliem, bet tās tad iznāktu ļoti plašas un neērtas. Tādēļ tabulas dotas tikai praksē svarīgākiem gadijumiem, proti: 1) p i l n ī g i a p t v e r t a i r ē d z e i ar eļļas ieplūdes vietu *a*, kas atrodas diametrali pretēji nesējspējai P/l (sk. 465. zīm.), t. i.: ja nesējspēju mēs iedomājamies par virzītu vertikali uz leju, tad *a* ir augšā, un 2) p u s a p t v e r t a i r ē d z e i ar eļļas ieplūdes vietu *a* 90° leņķī pret nesējspēju P/l (sk. 466. zīm.), t. i.: ja nesējspēja iet vertikali uz leju, tad *a* atrodas uz horizontalā caurmēra.

Praktiski tā bieži kaut apmēram būs. Ja P/l stipri novirzas no vertikales, saprotams, vienmēr var pagriezt punktu *a* (resp. gultņa dalijuma vietu pusaptvertai rēdzei) uz vienu vai otru pusi, atkarībā no



465. zīm.



466. zīm.

vajadzības. Daži gultņi pat tā konstruēti, ka šāda iestādīšana bez grūtībām iespējama.

Šeit dotās tabulas ir samērā jauna datuma; tās sastādijis Schiebel's.

P i l n ī g i a p t v e r t a r ē d z e. $l = \infty$; η = const; leņķis starp a un P/*l* ir 180°.

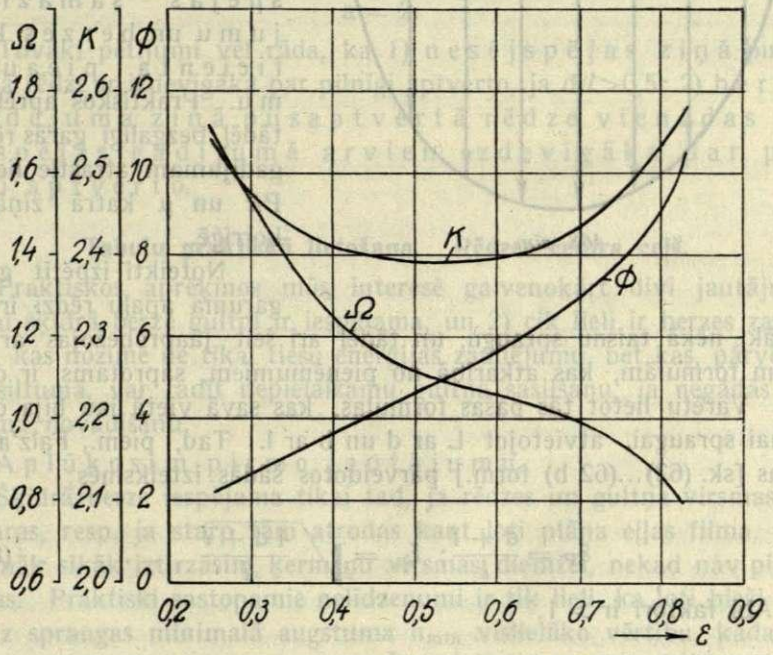
ε =	0,25	0,33	0,5	0,625	0,833
φ_a =	—88°30′	—86°50′	—80°40′	—71°50′	—46°10′
φ^* =	112°	119°30′	134°40′	145°30′	161°40′
φ_b = 360° — φ^* =	248°	240°30′	225°20′	214°30′	198°20′
β_u = φ_b — φ_a =	336°30′	327°20′	306°	286°20′	244°30′
φ_p = 180° — $\lvert\varphi_a\rvert$ =	91°30′	93°10′	99°20′	108°10′	133°50′
Φ =	4,68	6,18	9,24	11,22	18,66
Ω =	1,42	1,145	0,905	0,865	0,73
k =	3,07	2,84	2,76	2,89	3,15

Pusaptverta rēdze. $l = \infty$; $\eta = \text{const}$; leņķis starp a un P/l ir 90°.

ε =	0,25	0,33	0,5	0,625	0,833
φ_a =	32°30′	37°10′	43°10′	47°50′	58°50′
φ^* =	126°50′	133°30′	143°40′	150°40′	162°30′
$\varphi_b = \varphi_a + 180°$ =	212°30′	217°10′			
$\varphi_b = 360° - \varphi^*$ =			216°20′	209°20′	197°30′
$\beta_u = \varphi_b - \varphi_a$ =	180°	180°	173°10′	161°30′	138°40′
$\varphi_p = 90° + \varphi_a$	122°30′	127°10′	133°10′	137°50′	148°50′
Φ =	2,22	2,94	4,62	5,88	10,5
Ω =	1,705	1,42	1,11	0,99	0,795
k =	2,54	2,44	2,39	2,40	2,58

Interpolacijas vajadzības gadījumā tas izdarams visērtāk grafiski, uzzīmējot vajadzīgo lielumu diagrammas; tas, piem., izdarīts 467. zīmējumā pusaptvertai rēdzei ar Φ, Ω un k.

Tabulas un diagramma rāda, kādā veidā mainas lielumi Φ un k, no kuriem atkarājas gultņa nesējspēja un berzes koeficients resp. relatīvais berzes zaudējums. Kā redzams, tiklab pilnīgi, kā pusaptvertai rēdzei no berzes viedokļa visizdevīgāk sasniegt $\varepsilon \cong 0{,}5$,

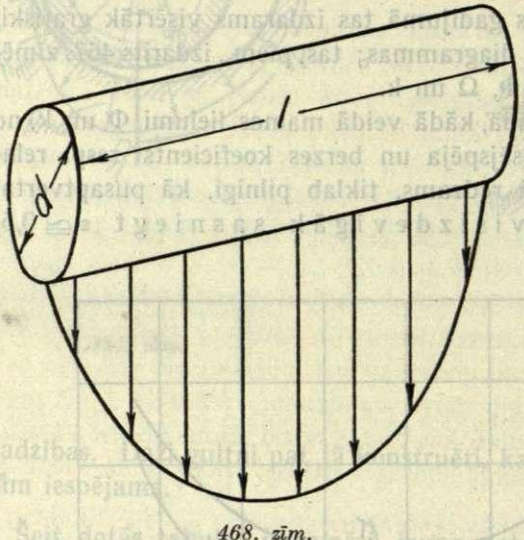


467. zīm.

jo tur k ir minimals. Kā tabulu skaitļi rāda, tomēr sevišķi lielas diferences starp k vērtībām dažādiem ε nav, un tādēļ praktiski šis jautājums nav pārāk svarīgs. Tālāk redzams, ka līdz ar ε palielināšanos palielinas arī Φ, — citiem vārdiem palielinas arī Φ funkcijai proporcionalā nesējspēja P/*l* [sk. (75) formulu].

Gultņa galīgā garuma *l* iespaids.

Tā kā eļļa noplūst uz abiem gultņa galiem, kas ir savienoti ar atmosferu, tad tāpat kā taisnās spraugas gadijumā (sk. 410....411. lpp.) arī galīgā garuma apaļā spraugā eļļas strāva un spiedienu sadalijuma diagramma būs trijdimensionala: spiedieni rēdzes vidējā daļā būs vislielākie un uz gala pusi kritīs līdz nullei (sk. 468 zīm.). Tas — tāpat kā taisnas spraugas gadijumā — nozīmē nesējspējas samazinājumu un berzes koeficienta pieaugumu. Praktiskos aprēķinos tādēļ bezgalīgi garās rēdzes gadijumam atrastie lielumi P/*l* un μ katrā ziņā jākorriģē.



468. zīm.

Noteikti izpētīt galīga garuma apaļu rēdzi ir vēl grūtāk, nekā taisnu spraugu, un tādēļ arī šeit jāaprobežojas ar tuvīnām formulām, kas atkarībā no pieņēmumiem, saprotams, ir dažādas. Varētu lietot tās pašas formulas, kas savā vietā jau bija dotas taisnai spraugai, atvietojot L ar d un b ar l. Tad, piem., Falz'a formulas [sk. (62)...(62 b) form.] pārveidotos šādās izteiksmēs:

$$\xi_P = \frac{d + l}{l};\quad \xi_\mu = \sqrt{\frac{4d + l}{l}} \quad \ldots\ldots \quad (83).$$

Abi faktori ir > 1.

Korriģētie lielumi būs:

faktiskā nesējspēja:

$$(P/l)_{fakt} = \frac{(P/l)_{\infty}}{\xi_p}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (83a)$$

faktiskais berzes koeficients:

$$\mu_{fakt} = \mu_{\infty} \cdot \xi_{\mu} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (83b)$$

Schiebel'a formulas [sk. (63)...(63a) nol.] ir:

$$\xi_p = \xi_{\mu} = 1{,}2 \left[1 + a\left(\frac{d}{l}\right)^2\right] \quad \ldots\ldots \quad (84)$$

Koeficients a p i l n ī g i a p t v e r t a i r ē d z e i ir:

$$a \cong \frac{5}{2\,\varepsilon^2(2+\varepsilon^2)}\left[\sqrt{1-\varepsilon^2}\left(1+\frac{11}{2}\varepsilon^2+\varepsilon^4\right)-1+\varepsilon^2\right],$$

kas dod šādas skaitliskas vērtības:

ja $\varepsilon =$	0	0,25	0,5	0,625	0,833,
tad $a \cong$	8,1	7,5	7,2	6,9	5,3.

Tā kā šie skaitļi samērā maz atšķiras, drošības dēļ varbūt i e t e i c a m s ņ e m t v i s o s g a d i j u m o s p i l n ī g i a p t v e r t a i r ē d z e i:

$$a = 8.$$

P u s a p t v e r t a i r ē d z e i varētu ņemt visos gadijumos apmēram:

$$a = 2.$$

Tuvāki pētijumi vēl rāda, ka 1) n e s ē j s p ē j a s z i ņ ā pusaptvertā rēdze ir izdevīgāka par pilnīgi aptverto, ja $d/l > 0{,}5$; 2) b e r z e s z a u d ē j u m a z i ņ ā p u s a p t v e r t ā r ē d z e v i e n ā d a s n e s ē j s p ē j a s g a d i j u m ā a r v i e n i z d e v ī g ā k a p a r p i l n ī g i a p t v e r t o.

Tabulu praktiskā lietošana. Rēdzes centra ceļš.

Praktiskos aprēķinos mūs interesē galvenokārt divi jautājumi: 1) vai šķidrā berze gultnī ir iespējama, un 2) cik lieli ir berzes zaudējumi, kas nozīmē ne tikai tiešu enerģijas zaudējumu, bet kas, pārvēršoties siltumā, var radīt nepielaižamu gultņa sasilšanu, ja negādās par siltuma novadīšanu.

A p l ū k o s i m p i r m o j a u t ā j u m u.

Šķidrā berze iespējama tikai tad, ja rēdzes un gultņa virsmas nesaskaras, resp. ja starp tām atrodas kaut ļoti plāna eļļas filma. Kā turpmāk sīkāk iztirzāsim, ķermeņu virsmas, diemžēl, nekad nav pilnīgi gludas. Praktiski sastopamie nelīdzenumi ir tik lieli, ka ļoti bieži pārsniedz spraugas minimalā augstuma h_{min} vislielāko vērtību, kāda vēl pielaižama, lai šķidrā berze iestātos. Šī pielaižamā vērtība vispārīgi ir ļoti

maza—vislabākā gadijumā dažas simtdaļas mm, parasti vēl mazāk. Tādēļ šķidrā berze visos gadijumos nebūt nav garantēta, uz ko jau norāda praksē ļoti parastā, samērā ātrā gultņu dilšana.

Tā tad, lai šķidrā berze būtu iespējama, mums vispirms jākonstatē, vai spraugas minimalais augstums h_{min} ir pietiekoši liels; ar mūsu formulām un tabulām šis jautājums viegli atrisinams.

Praksē mums ir doti: 1) Gultņa slodze P_{fakt}; dalot to ar gultņa garumu l, mēs dabūjam faktisko nesējspēju P/l_{fakt}, ko ar (83a) nolīdzinājumu var pārrēķināt bezgalīgi garai rēdzei, t. i. atrast P/l_∞; saprotams arī P/l virziens ir dots. 2) Gultņa un rēdzes izmēri l, D un d, resp. pēc kādas pielāgojumu sistemas normētā spēle $s = D—d$. 3) Rēdzes ritu skaits n/min.

Tālāk pieņemsim pagaidām par zinamu arī eļļas viskozitati η, ar kādu rēķināsim (ka tas nav pareizi, — jo eļļa, plūstot pa spraugu, maina temperaturu un līdz ar to η —, bija jau paskaidrots 409. lpp.). Kā šo no gultņa temperaturas stipri atkarīgo vidējo η atrast, redzēsim turpmāk.

Pārveidosim (77) nolīdzinājumu:

$$\Phi = \frac{2\, p_{vid_\infty}\, \rho^2}{\eta \cdot \omega} \quad \left[\text{šeit: } p_{vid_\infty} = \frac{P_\infty}{l \cdot d}\right].$$

Ievietosim ērtības labad:

$$\rho = \frac{s}{d} \quad \text{[sk. (67) formulu], un} \quad \omega = \frac{\pi\, n}{30}.$$

Bez tam reizināsim p_{vid_∞} ar 10000, lai izteiktu spiedienu praksē parastajos kg/cm².

Atrodam:

$$\Phi \cong \frac{191000 \cdot p_{vid_\infty} \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (85)$$

Šeit
- p_{vid_∞} kg/cm²;
- s un d mm vai cm reizē;
- η $\frac{kg \cdot sec.}{m^2}$.

Aprēķinot Φ ar šīs formulas palīdzību, tālāk — vajadzības gadijumā ar grafisku interpolaciju — no tabulām 430. un 431. lpp. atrodam aprēķinātam Φ un rēdzes veidam atbilstošos ε, φ_a, φ_b, k u. t. t. Līdz ar to jautājums par rēdzes centra stāvokli gultnī un minimalo spraugas platumu h_{min} pilnīgi izšķirts, proti:

no (68a) un (67) nolīdzinājuma:

$$h_{min} = r\rho(1 - \varepsilon) = \frac{s}{2}(1 - \varepsilon); \quad \ldots\ldots \quad (86)$$

no (66) nolīdzinājuma:

$$e = \frac{\varepsilon s}{2}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (86a)$$

Summējot atrodam:

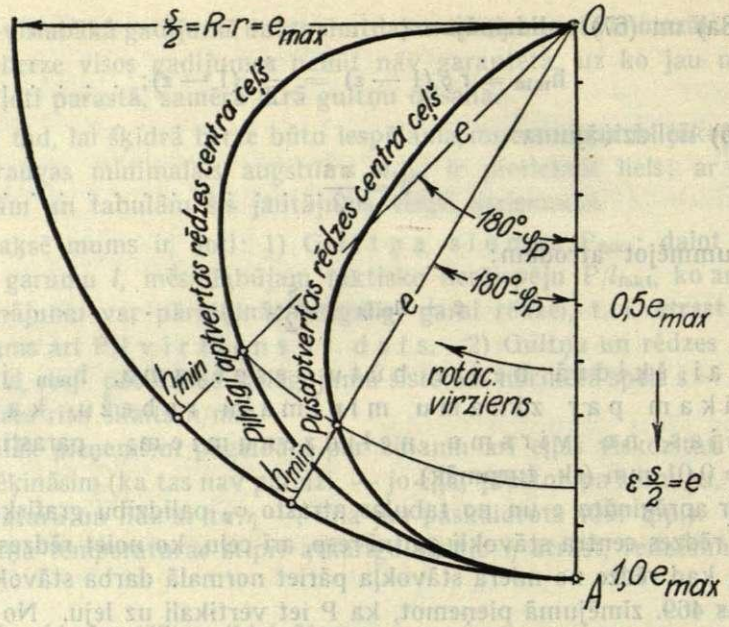
$$e + h_{min} = \frac{s}{2}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (86b)$$

Lai šķidrā berze būtu iespējama, h_{min} jābūt lielākam par zinamu minimalu robežu, kas atkarājas no virsmu nelīdzenumiem; parasti ņem $h_{min} \geqslant 0{,}01$ mm (sk. turpmāk).

Ar aprēķināto e un no tabulas atrasto φ_p palīdzību grafiski vieglī atrast rēdzes centra stāvokli gultnī resp. arī ceļu, ko noiet rēdzes centrs gultnī, kad rēdze no miera stāvokļa pāriet normalā darba stāvoklī. Tas izdarīts 469. zīmējumā pieņemot, ka P iet vertikali uz leju. No centra O velkam ceturtdaļaploci ar radiju $e_{max} = s/2 = R - r$ [sk. (65) nolīdzinājumu] un uz vertikalā radija atliekam $e = \varepsilon \cdot s/2$ [sk. (86a) nolīdzinājumu] starp robežām $\varepsilon = 0$ (koncentrisks stāvoklis) un $\varepsilon = 1$ (rēdze pieskaras gultnim apakšā, sk. 419. lpp.). Tad pietiek atlikt no vertikalā radija rotacijas virzienā leņķi $180° - \varphi_p$ un nogriezt uz leņķa malas ar (86a) formulu noteikto $e = \varepsilon \cdot s/2$, lai atrastu rēdzes centra stāvokli.

Rēdzes centrs, — kā tas no (86b) nolīdzinājuma redzams —, sadala leņķa malu divās daļās: $e = \varepsilon \cdot s/2$ un $h_{min} = (1 - \varepsilon)\, s/2$. Ja mēs šo konstrukciju izdarītu vairākiem ε ar atbilstošiem φ_p, mēs dabūtu kā pusaptvertai, tā pilnīgi aptvertai rēdzei pa līknei, kas attēlo iespējamos rēdzes centra stāvokļus (sk. 469. zīm.). Līknes sākas apakšējā punktā A un beidzas punktā O (līkne pusaptvertai rēdzei izskatas tuvīni kā pusaploce ar lielāku deformaciju augšējā daļā).

Šīs līknes ir reizē arī ceļš, ko noiet rēdzes centrs ieskriešanās laikā: miera stāvoklī ar $n = 0$ mēs no (85) nolīdzinājuma atrastu, acīmredzot, $\Phi = \infty$; tālāk, no (75a) un (78a) nolīdzinājumiem mēs atrastu $\varepsilon = 1$ un $\varphi_p = 180°$, t. i. rēdze atrodas apakšā (kas jau tāpat zinams). Līdz ar rēdzes ieskriešanos n palielinas; bet tad, — kā (85) nolīdzinājums rāda —, Φ samazinas, un beidzot sasniegtu savu robežu: $\Phi = 0$ ar $n = \infty$. Šim robežgadijumam mēs atrastu no (75a) un (78a) nolīdzinājumiem: $\varepsilon = 0$ un $\varphi_p = 90°$, t. i. rēdze sasniegtu koncentrisku stāvokli gultnī (kā tas jau minēts). Vidējos stāvokļos, kā tabulu dati



469. zīm.

rāda, līdz ar n pieaugumu resp. Φ samazināšanos samazinas arī φ_p un ε, — un tas dod minētās līknes kā rēdzes ceļu.

Koncentrisko robežstāvokli, kā redzējām, rēdze varētu sasniegt tikai ar $n=\infty$. Tas arī tāpat skaidrs, jo tad nebūtu vairs ķīļveida spraugas, un tad, kā agrāk redzējām, rēdze ar galīgu ātrumu nespētu uzņemt slodzi. Jo lielāks ir slogs P, jo lielāks ir arī tam proporcionalais Φ, un tad rēdze ieņem arvien ekscentriskāku stāvokli (sk. tabulas), resp. šķidrās berzes iespēja top mazāka (jo sprauga var palikt pārāk šaura, sk. 434. lpp.). Tas pats, kā redzējām, notiek, ja n nav pietiekoši liels; ar maziem ritu skaitiem tādēļ grūti sasniegt šķidru berzi.

Beidzot (85) formulas uzbūve rāda vēl spēles s = D—d un rēdzes caurmēra d svarīgās lomas: 1) Ja spēle ir liela, tad arī Φ jābūt ļoti lielam, jo Φ pieaug proporcionali s^2. Bet tad arī ekscentricitatei jābūt lielai (sk. tabulas), līdz ar ko šķidro berzi arvien grūtāk sasniegt. Šķidrā berze iespējama tādēļ tikai relativi ļoti šaurās spraugās. 2) Tas pats notiek tievos gultņos: ja d ir mazs, tad Φ jābūt ļoti lielam, jo tas pieaug pretēji proporcionali d^2, un tas atkal prasa lielu ekscentricitati. Šķidrā berze gultņos ar mazu d tādēļ grūti sasniedzama.

Berzes zaudējumi un gultņa temperatura.

Pārveidosim (81) nolīdzinājumu: $\mu = \sqrt{\frac{\eta\,\omega}{2 \cdot p_{vid}}} \cdot k$ praksei ērtākā formā; ievietosim $\omega = \frac{\pi\,n}{30}$ un reizināsim p_{vid} ar 10000, lai to izteiktu praksē parastajos kg/cm². Tad mēs atrodam bezgalīgi garai rēdzei:

$$\mu_\infty = 0{,}0023 \cdot k \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p_{vid_\infty}}} \quad \ldots\ldots \quad (87)$$

Šeit $\begin{cases} p_{vid_\infty}\ \text{kg/cm}^2; \\ \eta\ \dfrac{\text{kg. sec}}{\text{m}^2}. \end{cases}$

k vērtības ņemamas no tabulām 430. un 431. lpp.

Korriģējot šo μ_∞ galīgam rēdzes garumam l ar (83b) formulu, mēs atrodam faktisko berzes koeficientu μ_{fakt} un līdz ar to arī berzes pretestību:

$$(R/l)_{fakt} = \mu_{fakt} \cdot (P/l)_{fakt} = \mu_\infty \cdot \xi_\mu \cdot (P/l)_{fakt}.$$

Berzes jaudu garuma vienībai (aksialā virzienā) mēs dabūsim, reizinot berzes pretestību ar: $u = \frac{\pi\,d\,n}{60}$ (t. i. rēdzes aploces ātrumu):

$$N_{R/l} = (R/l)_{fakt} \cdot u = \mu_\infty \cdot \xi_\mu \cdot (P/l)_{fakt} \cdot u \ \text{kgm/m.sec.}$$

Reizinot $N_{R/l}$ ar $A = \frac{1}{427}$ un ar 3600 (sekundu skaitu stundā) un dalot ar πd, dabūsim t. s. „īpatnējo attīstītā siltuma daudzumu [rēdzes cilindriskās virsmas laukuma vienībai stundas laikā]":

$$(W_R)_1 = A \cdot 3600 \cdot \mu_\infty \cdot \xi_\mu \cdot \frac{P_{fakt}}{\pi\,d \cdot l} \cdot u \quad \text{Cal/h. m}^2.$$

Atvietojot šajā formulā vienkāršošanas labad μ_∞ ar (87) izteiksmi un tālāk:

$$n = \frac{60\,u}{\pi\,d}, \quad \frac{P_{fakt}}{d \cdot l} = p_{vid\ fakt}, \quad p_{vid_\infty} = p_{vid\ fakt} \cdot \xi_P$$

[sk. (83a) nolīdzinājumu] un reizinot p_{vid} vēl ar 10000. lai to izteiktu praksē parastajos kg/cm², atrodam:

$$(W_R)_1 \cong 268 \cdot k \cdot \xi_\mu \sqrt{\frac{\eta \cdot u^3 \cdot p_{vid\ fakt}}{d \cdot \xi_p}} \quad \frac{\text{Cal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \quad \ldots \quad (88)$$

$$\text{Šeit:} \begin{cases} \eta \ \frac{\text{kg} \cdot \text{sec}}{\text{m}^2}; \\ p \ \text{kg/cm}^2; \\ u \ \text{m/sec}; \\ d \ \text{m}. \end{cases}$$

Formulas uzbūve rāda, ka uz attīstīto siltuma daudzumu sevišķi lielu iespaidu atstāj rēdzes aploces ātrums u [jo $(W_R)_1$ ir proporcionals $u^{1,5}$]; daudz mazāk svarīgs ir spiediens [jo $(W_R)_1$ ir proporcionals $p^{0,5}$].

(88) formula analoģiska taisnās spraugas gadijumā atrastai (59) formulai.

Berzes dēļ attīstītais siltums pirmā kārtā sasilda eļļas filmu spraugā. Eļļas temperatura tādēļ būs mainīga, tāpat kā taisnās spraugas gadijumā (sk. 408...409. lpp.); līdz ar to mainīsies arī viskozitate η: tā nebūs konstanta, kā pieņemts līdzšinējos aprēķinos. Kā jau bija teikts taisnās spraugas gadijumā (sk. 409. lpp.), ievērot šo apstākli pilnībā matematisku grūtību dēļ mēs nevaram. Pamatojoties uz praktiskiem mērojumiem, varētu gan pieņemt kādu t — un līdz ar to arī η — maiņas likumu, un tad izdarīt nepieciešamo integraciju. Tad, sākot ar (71) nolīdzinājumu, visas formulas mainītos un rezultatā jau tā ļoti neērtās un komplicētās formulas vēl tālāk sarežģītos.

Ir liels jautājums, vai no praktiskā viedokļa tas daudz ko dotu, ievērojot jau tā pielaistos svarīgos teoretiskos vienkāršojumus un diferenci starp teorijā pieņemtiem idealajiem apstākļiem un apstākļiem dabā. Tādēļ praksē droši vien pietiks, ja mēs lietosim aprēķinos kādu vidējai gultņa temperaturai atbilstošu konstantu η. To mēs līdz šim viscaur arī darijām.

Vidējā gultņa temperatura atkarājas no līdzsvara stāvokļa starp attīstīto [sk. (88) formulu] un tajā pašā laikā novadīto siltuma daudzumu. Siltuma novadīšanu var sasniegt dažādā ceļā. Visparastākais ceļš ir siltuma novadīšana bez specialiem līdzekļiem, paļaujoties uz gultņa ķermeņa izstarošanu un gaisa (resp. vielas, kurā gultnis ievietots) konvekciju. Ļoti ātrskrejošos un stipri slogotos gultņos vai arī tādos, kas strādā nenormalos apstākļos (ļoti augstās temperaturās, izolētā telpā u. t. t.), izstarošanas un konvekcijas bieži vairs nepietiek siltuma novadīšanai. Tur gultņi mākslīgi jādzesē (resp. jānovada siltums) vai nu ar mākslīgi radītu gaisa strāvu, vai arī ar ūdens strūklu, ko laiž caur izurbto vārpstu, cauruļu spirali vai gultņa ķermeni; beidzot var lietot cirkulējošās eļļas strūklu, kas specialā dzesinātājā pastāvīgi atdziest un reizē kalpo gultņa eļļošanas un dzesēšanas nolūkiem (sk. turpmāk).

Aplūkosim šeit tikai vienkāršāko un visbiežāk sastopamo gadijumu: gultņu dzesēšanu bez specialiem līdzekļiem vienīgi ar izstarošanu un gaisa konvekciju. Pārējie ir vairāk specialas dabas; bez tam to aplūkošana sevišķu grūtību nerada, ja prot orientēties pirmā gadijumā.

Apzīmējot stundas laikā no visa gultņa novadīto siltuma daudzumu ar W_{nov}, definēsim kā gultņa īpatnējo novadīšanas spēju to siltuma daudzumu, ko novada no katra kvadratmetra cilindriskās rēdzes virsmas laukuma stundas laikā:

$$(W_{nov})_1 = \frac{W_{nov}}{\pi . d\, l} \quad \frac{Cal}{m^2 . h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (89)$$

Šeit: d un l mēroti metros.

Tāds definējums dod mums iespēju tieši salīdzināt $(W_R)_1$ no (88) form. ar $(W_{nov})_1$ no (89) formulas. Līdzsvara stāvoklis iestāsies, acīmredzot, ja $(W_R)_1 = (W_{nov})_1$. Ja mums izdodas noteikt $(W_{nov})_1$ kā funkciju gultņa temperaturas pieaugumam Δt virs apkārtnes temperaturas: $\Delta t = t_{gult} - t_{apk}$, tad mēs principā varētu noteikt gultņa temperaturu t_{gult} līdzsvara stāvoklī.

Diemžēl nav tikpat kā nekādas cerības noteikt daudzmaz eksaktā veidā funkcijas $(W_{nov})_1 = f(\Delta t)$ veidu: šeit spēlē lomu daudzi ārēji apstākļi, kuru iespaidu laikam nekad pilnībā neizdosies ietvert formulās. Šeit krīt svarā:

1) Konstruktivās dabas apstākļi:

a) gultņa ārējās virsmas forma un laukums. Liela virsma izstaros vairāk, tāpat tāda, kurā daudz ribu vai tamlīdzīgu izciļņu;

b) ja gultnis piebūvēts mašinas daļai ar lielu masu, tad siltumu ātrāk novadīs, ja šīs daļas temperatura ir zema. Ja daļas temperatura ir augsta, parādība var būt pretējā;

c) iekšējā gultņa konstrukcija. Ja gultnis maz sadalīts, ja tajā nav lielu gaisa spraugu, ja ir nodrošināta laba eļļas cirkulacija, tad siltumu ātrāk novadīs;

d) ja rēdze pievienota vārpstai ar lielu masu un tās temperatura ir zema, siltumu ātrāk novadīs. Ja vārpstas temperatura ir augsta, var notikt pretējā parādība.

2) Novietošanas apstākļi:

a) ja gultnis vai vārpsta novietota brīvā gaisā vai vispārīgi vielā, kas var labi cirkulēt (piem.. ūdens strāvā), siltumu ātrāk novadīs nekā tad, ja gultnis novietots slēgtā telpā;

b) ja gultņa tuvumā atrodas mašinu daļa, kas rada intensivu gaisa kustību (skriemelis, ventilators), tad siltumu ātrāk novadīs nekā no tā paša gultņa parastajos apstākļos u. t. t.

Ievērojot sacīto, vismaz patlaban funkcijas $(W_{nov})_1 = f(\Delta t)$ veidu var noteikt gandrīz tikai empiriskā ceļā. Varētu varbūt ieteikt aprēķiniem šādu uz mēģinājumu datiem pamatotu funkciju:

$$(W_{nov})_1 = 17 \cdot \alpha \cdot \Delta t^{1,3} \frac{Cal}{h.m^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90)$$

Koeficientam α dod šādas skaitliskas vērtības:

1a) $\alpha \cong 0{,}7$ nedalītiem gultņiem (acīm), ekscentru gultņiem, gultņiem ar nelielu masu un kārbu, gultņiem ar pilienu eļļošanu nekustīgā gaisā;

1b) $\alpha \cong 1 \ldots 2$ tādiem pat gultņiem rotējoša skriemeļa tuvumā;

1c) $\alpha \cong 2 \ldots 3$ tādiem pat gultņiem, kas novietoti pavisam tuvi rotējošam skriemelim vai ar ventilaciju no abām pusēm;

2a) $\alpha \cong 1$ dalītiem gultņiem ar lielāku masu un kārbu, transmisimisiju gultņiem, ārējiem gultņiem, vispārīgi gultņiem ar gredzenu eļļošanu, kloķu rēdžu gultņiem nekustīgā gaisā;

2b) $\alpha \cong 2 \ldots 3$ tādiem pat gultņiem rotējoša skriemeļa tuvumā (piem., transmisiju gultņiem, ārējiem gultņiem);

2c) $\alpha \cong 3 \ldots 4$ tādiem pat gultņiem, kas novietoti pavisam tuvi rotējošiem skriemeļiem vai ar ventilaciju no abām pusēm (piem. transmisiju gultņiem, ārējiem gultņiem, elektromotoru gultņiem);

3) $\alpha \cong 4 \ldots 5$ tvaika virzuļmašinu un virzuļkompresoru galveniem gultņiem;

4) $\alpha \cong 5 \ldots 6$ gaisa un ūdens virzuļu pumpju (aukstam ūdenim) galveniem gultņiem;

5) $\alpha \cong 7 \ldots 8$ saldējamo mašinu galveniem gultņiem

u. t. t.

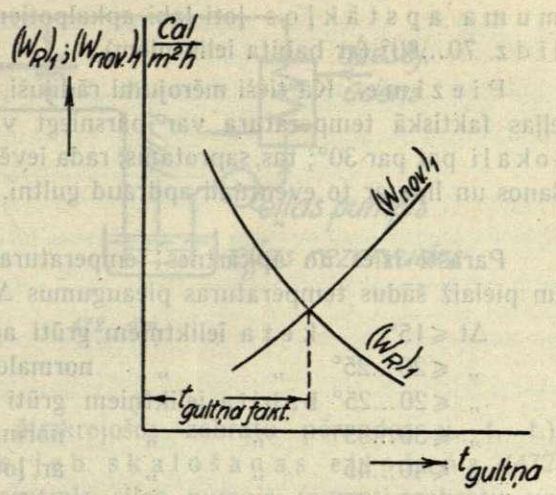
Kā 439. lpp. teikts, līdzsvara stāvoklī $(W_R)_1 = (W_{nov})_1$. Pielīdzinot tādēļ (88) un (90) nolīdzinājumus, dabūjam nolīdzinājumu gultņa temperaturas noteikšanai:

$$268 \cdot k \cdot \xi_\mu \sqrt{\frac{\eta \cdot u^3 \cdot p_{vid\ fakt}}{d \cdot \xi_p}} = 17 \cdot \alpha \cdot \Delta t^{1,3} =$$

$$= 17 \cdot \alpha \, (t_{gult} - t_{apk})^{1,3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (91)$$

Nelaime šeit ir tikai tā, ka η stiprā mērā atkarājas no temperaturas, citiem vārdiem $\eta = f(t_{gult})$ [sk. 381. lpp.]. Tā kā funkcijas veids katrai eļļai ir citāds, bieži pat nav labi zināms, un katrā ziņā ir diezgan komplicēts, tad tieša $\eta = f(t_{gult})$ ievietošana formulā būtu matematiski par daudz neērta. Ieteicams tādēļ grafisks atrisināšanas ceļš: zinot eļļas η

kādām 4...5 temperaturām [par η atrašanu, zinot viskozitates 3 resp. 2 temperaturām vai arī pieņemot kādu normalu eļļu, sk. 382. lpp. (9) un (9a) formulas], aprēķinam šīm temperaturām atbilstošos $(W_R)_1$ ar (88) formulu un konstruējam kādā mērogā līkni (sk. 470. zīm.). Tām pašām temperaturām aprēķinam ar (90) formulu $(W_{nov})_1$. Apkārtnes temperatura būs parasti apmēram



470. zīm.

$$t_{apk} \cong 15...25°,$$

ja mums ir darīšana ar fabrikas telpu gaisu. Ar aprēķinātiem $(W_{nov})_1$ konstruējam otru līkni. Krustojuma punktā atrodam, acīmredzot, īsto gultņa temperaturu. Zinot šo temperaturu, mums iespējams noteikt īsto vidējo eļļas viskozitati η un līdz ar to faktiskos apstākļus gultnī, kā tas 433...436. lpp. bija teikts.

Dažas praktiskas ziņas par pielaižamiem temperaturas pieaugumiem gultņos: $\Delta t = t_{gult} - t_{apk}$ un par mākslīgo dzesēšanu.

Pielaižamās gultņu temperaturas atkarājas galvenokārt no gultņu materiala, eļļošanas materiala un no apkalpošanas apstākļiem.

No berzes zaudējumu viedokļa būtu izdevīgi pielaist iespējami augstākas gultņu temperaturas, jo tad η ir mazāks un līdz ar to ir mazāki arī berzes zaudējumi [sk. (88) nolīdzinājumu]. Tomēr tas būtu bīstams no eksploatacijas viedokļa, jo tad nesējspēja arī samazinas [sk. (75) nolīdzinājumu], līdz ar ko gultnī varētu iestāties pussķidrā vai pat pussausā berze. Berzes pretestība tad stipri pieaugtu, un gultnī rastos lieli siltuma daudzumi, kas varētu ļoti ātrā laikā radīt gultņa bojāšanos vai rēdzes ieēšanos.

Praktiski tādēļ pieņem, ka gultņu temperatura normali nebūtu pielaižama virs 50...60°; tikai izņē-

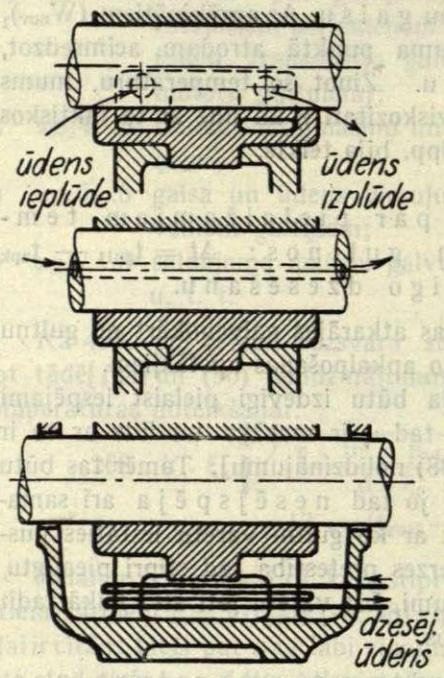
muma apstākļos ļoti labi apkalpotiem gultņiem varētu pielaist līdz 70...80° (ar babita ieliktņiem).

Piezīme. Kā tieši mērojumi rādijuši, gultņos ar eļļas skalošanu eļļas faktiskā temperatura var pārsniegt vidējo gultņa temperaturu lokali pat par 30°; tas, saprotams, rada ievērojamu lokalu η samazināšanos un līdz ar to eventuali apdraud gultni.

Parasti iziet no apkārtnes temperaturas (gaisa, ūdens u. t. t.) un pielaiž šādus temperaturas pieaugumus Δt:

$\Delta t \leqslant 15°$ ķeta ieliktņiem grūti apkalpojamās vietās;
„ $\leqslant 20...25°$ „ „ normalos apstākļos;
„ $\leqslant 20...25°$ babita ieliktņiem grūti apkalpojamās vietās;
„ $\leqslant 30...35°$ „ „ normalos apstākļos;
„ $\leqslant 40...45°$ „ „ ar ļoti labu apkalpošanu;
„ $\leqslant 55...60°$ „ „ izņēmuma gadijumos.

Bronzas ieliktņiem varētu ņemt apm. vidējas vērtības, labāk tuvāk ķetam.

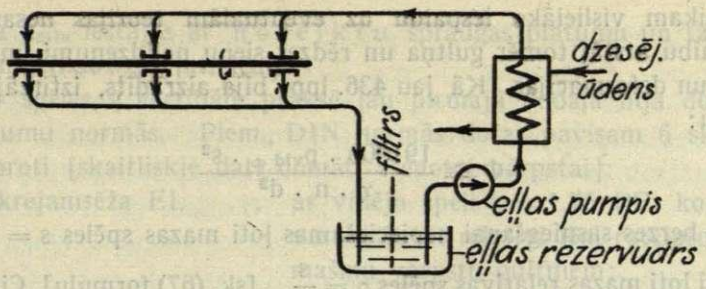


471. zīm.

Mākslīgo dzesēšanu (sk. 438. lpp.) ļoti ātrskrejošiem, stipri slogotiem vai nenormalos temperaturas apstākļos strādājošiem gultņiem izveido dažādi. Dzesinātāju ūdeni var laist caur gultņa ķermenī speciali izveidotiem kanaļiem, vai caur urbumu vārpstā, vai caur cauruļu spirali, kas ievietota gultņa eļļas kamerā (sk. 471. zīm.).

Tā kā tādos gultņos eļļai parasti spiediena nav (ūdenim tāds ir), tad neblīvumu gadijumā ūdens var iekļūt eļļā (izņemot, varbūt, otro schemu), kas var radīt nevēlamas komplikacijas gultņu darbībā.

Visidealākais atrisinājums, kas gan ir dārgs, un tādēļ lietojams tikai lielās, it sevišķi ātrskrejošās mašinās (tvaika tur-



472. zīm.

binās, turbokompresoros, ātrskrejošos zobratu pārvados u. t. t.), ir t. s. cirkulacijas jeb skalošanas eļļošana (472. zīm.). Mašinai šeit ir centrals eļļas pumpis (parasti zobratu vai skrūves pumpis), kas pastāvīgi dzen eļļas strūklu papriekš caur eļļas dzesētāju (parasti eļļu dzesē ar ūdeni) un tad caur gultņiem. Gultņos eļļa kalpo ne tikai eļļas filmas radīšanai, lai sasniegtu hidrodinamisko berzi, bet arī dzesēšanai. Pēc tam sasilušā eļļa satek rezervuarā un caur filtru iekļūst atpakaļ pumpī, līdz ar ko sākas jauns cirkulacijas process.

Hidrodinamiskās eļļošanas teorijas saskaņa ar īstenību. Spraugu platumi (spēles), virsmu nelīdzenumi, deformacijas u. t. t.

Kā savā vietā aizrādīts (sk., piem., 416. un 417. lpp.), nerunājot jau par matematiskai atrisināšanai nepieciešamiem vienkāršojumiem un pieņēmumiem, faktiskie apstākļi gultņos nekad neatbilst teorijā pieņemtajiem.

Dažus no šiem apstākļiem mēs jau īsumā aplūkojām un pat ievedām korekturas, piem., galīgā gultņa garuma *l* iespaidam (sk. 432. un 433. lpp.). Īsumā mēs arī aizrādijām uz eļļas mainīgās temperaturas iespaidu (sk. 408. un 409. lpp. taisnās spraugas gadījumā un 438. lpp. radialgultņa gadījumā).

Temperaturas maiņai bez tam ir arī cita nozīme, jo rēdze un gultnis gandrīz vienmēr ir dažāda materiala, un tādēļ to izplešanās koeficienti nav vienādi. Piem., ķets izplešas drusku mazāk par tēraudu; bronza apm. 1,7 reiz vairāk. Tādēļ, temperaturai mainoties, spēle starp gultni un rēdzi var būt citāda nekā tā bija daļu izveidošanas stadijā. Spēles nelielā izmēra dēļ tas tūliņ atstās iespaidu uz gultņa īpašībām.

Laikam vislielāko iespaidu uz eventualām teorijas nesaskaņām ar īstenību atstāj tomēr gultņa un rēdzes sienu nelīdzenumi, montažas kļūdas un deformacijas. Kā jau 436. lpp. bija aizrādīts, iztirzājot (85) formulu:

$$\Phi \cong \frac{191000 \cdot p_{vid\,\infty} \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2}$$

šķidrās berzes sasniegšanai nepieciešamas ļoti mazas spēles $s = D - d$, resp. arī ļoti mazas relativas spēles $\rho = \frac{s}{d}$ [sk. (67) formulu]. Citādi vai nu nesējspēja P/l ir ļoti maza, vai arī ekscentricitatei e, resp. relativai ekscentricitatei $\varepsilon = \frac{2e}{s}$ [sk. (66) formulu] jābūt ļoti lielai. Bet tad h_{min} būs ļoti mazs un šķidrā berze eventuali neiespējama.

Aplūkojot funkciju vērtību tabulās (sk. 430. ... 431. lpp.), mēs vēl aizrādījām, ka no berzes zaudējumu viedokļa (t. i. lai k būtu minimals) visizdevīgāk pielaist $\varepsilon \cong 0{,}5$. Izejot no (80) un (81) formulas, mēs ar tabulu skaitļiem varētu atrast tos ρ, kas atbilst minimalam k, resp. $\varepsilon = 0{,}5$:

$$\mu = \Omega \cdot \rho = k \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{2 \cdot p_{vid}}}, \text{ vai:}$$

$$\rho = \frac{k}{\Omega} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{2 \cdot p_{vid}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (92)$$

Ar tabulu skaitļiem (ja $\varepsilon = 0{,}5$ resp. k ir minimals) mēs atrodam relativās spēles optimalās vērtības:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{pusaptvertai rēdzei} & \rho_{opt} \cong 2{,}15 \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{2 \cdot p_{vid}}} \\ \text{pilnīgi aptvertai rēdzei} & \rho_{opt} \cong 3{,}05 \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{2 \cdot p_{vid}}} \end{array}\right\} \quad \ldots \quad (92a)$$

P i e z ī m e. Šķietamais (80) form.: $\mu = \Omega \cdot \rho$ rezultats, ka μ ir proporcionals ρ, ir, saprotams, nepilnīgs, jo formulā ietilpst vēl Ω, kas ir ε funkcija. Bet vienādos slodzes un ātruma apstākļos dažāda platuma spraugās ε n a v vienāds.

Aprēķinot ρ_{opt} ar šīm formulām, mēs dabūtu ļoti mazus skaitļus, ko varētu praktiski kontrolēt, konstatējot minimalā μ iestāšanos. Šajā virzienā izdarītie mēģinājumi rāda gan diezgan lielu nesaskaņu ar teoriju s k a i t l i s k ā ziņā; piem., BBC firmas mēģinājumi deva ρ_{opt} apm. 2,5 reiz lielākus, apstiprinot tomēr teorijas kvalitativo rezul-

tatu, ka μ_{min} iestājas ar n o t e i k t u spraugas platumu un tālāk atkal pieaug (kaut arī ļoti lēni).

Par spēles s vērtībām praksē jau pirmajā nodaļā bija doti dati pielāgojumu normās. Piem., DIN normās dotas pavisam 6 skrejamsēžas, proti [skaitliskie dati domāti vienotai vārpstai]:

šaurā skrejamsēža EL . . ar vidējo spēli s = 1,75 PE, ko, piem., varētu lietot relativi lēni rotējošo darbmašinu vārpstu gultņiem;

skrejamsēža L . . . . . ar vidējo spēli s = 3,0 PE, ko, piem., varētu lietot stipri slogotiem gultņiem ar relativi nelielu rēdzes ātrumu;

vieglā skrejamsēža LL . . ar vidējo spēli s = 4,75 PE, ko, piem., varētu lietot gultņiem ar vidēju rēdzes ātrumu (piem. zobratu pārvados);

plašā skrejamsēža WL . . ar vidējo spēli s = 7 PE, ko, piem., varētu lietot precizu transmisiju gultņiem;

pussmalkā skrejamsēža sL . ar vidējo spēli s=4,75 PE, ko, piem., varētu lietot kloķvārpstu galven. gultņiem;

pussmalkā plašā skrejamsēža sWL . . . . . ar vidējo spēli s = 9,25 PE, ko, piem., varētu lietot transmisiju gultņiem parastajos montažas apstākļos.

Šīs robežas, saprotams, nav galīgas. Ļoti ātrskrejošās mašinās, — piem., tvaika turbinās —, iet pat līdz s $\cong$ 15 PE.

Kā savā vietā minēts, visur šeit pielāgojumu vienība definēta kā nominalmēra funkcija (šeit tas ir rēdzes caurmērs d mm):

$$1\ \text{PE} = 0{,}005\ \sqrt[3]{d_{mm}}\ .$$

P i e z ī m e. ISA pielāgojumu sistemā nupat aprādītām skrejamsēžām (pēc DIN) a p m ē r a m atbilst šādas kvalitatu un toleranču laukumu kombinacijas:

šaurai skrejamsēžai EL	kombinacija	H7g6, resp. G7h6;
skrejamsēžai L	„	H7f7, resp. F7h6;
vieglai skrejamsēžai LL	„	H7e8, resp. E8h6;
plašai skrejamsēžai WL	„	H7d9, resp. D9h6;
pussmalkai skrejamsēžai sL	„	H8f8, resp. F8h8, vai H8e9 vai E9h8, vai E9h9, vai F8h9;
pussmalkai plašai skrejamsēžai sWL	„	H8d10, resp. D10h8, vai D10h9.

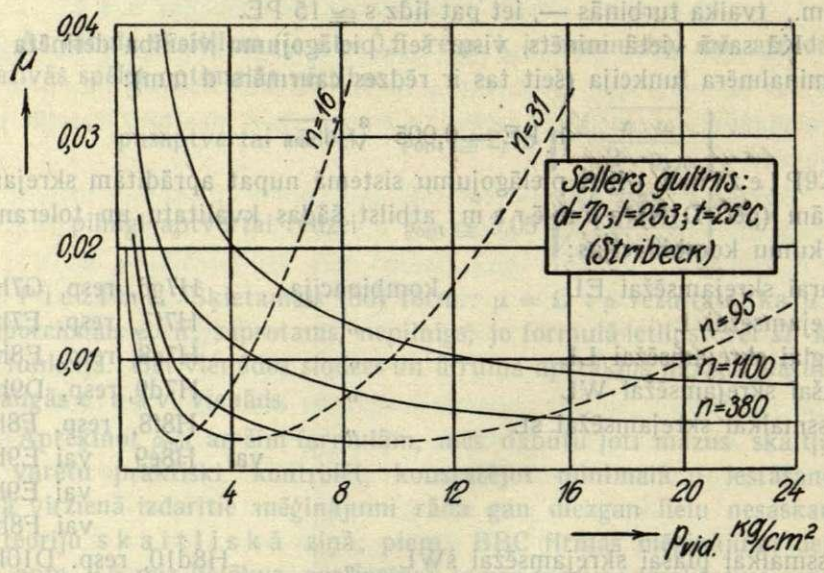
Šeit pirmās ailes simboli atbilst vienotā urbuma sistemai, otrās ailes simboli — vienotās vārpstas sistemai.

Kā paskaidrojumi pie šīs sēžu klasifikacijas rāda, spēles ņem normali mazākas, ja slodzes ir lielas un ja ritu skaits ir mazs. Spēļu absolutās vērtības ir arī mazākas, ja d ir mazs [jo l PE = f (d)]. Tas ir pilnīgā saskaņā ar jau 436. lpp. teikto, sakarā ar (85) formulas $\Phi \cong \frac{191000 \cdot p_{vid\,\infty} \cdot s^2}{\eta \cdot n \cdot d^2}$ iztirzāšanu: ja mēs vēlamies, lai Φ kaut apmēram atbilstu izdevīgākai ekscentricitatei $\varepsilon \cong 0{,}5$, t. i. lai Φ paliktu apmēram konstants, tad liels p_{vid} prasa mazu s; to pašu prasa mazs n vai d. Šajā ziņā tā tad prakse sakrīt ar hidrodinamiskās teorijas kvalitativām prasībām.

Tas pats sakams par eļļošanas vielas viskozitati η: praksē lieliem slogiem un maziem n (resp. ātrumiem) ņem iespējami viskozākas eļļas, bieži pat cietus taukus. (85) formula prasa to pašu; arī šeit teorijas prasības praksē izpildītas.

Mēģinājumi ar gultņiem pierādijuši tālāku, kaut arī varbūt tikai kvalitativu teorijas saskaņu ar īstenību. (87) formula dod mums berzes koeficientu:

$$\mu \cong 0{,}0023 \cdot k \sqrt{\frac{\eta \cdot n}{p_{vid\,\infty}}}.$$



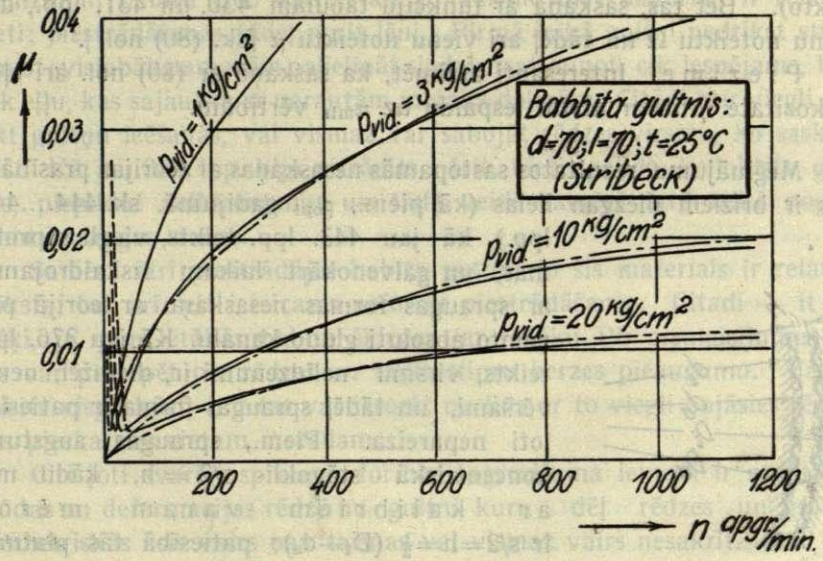
473. zīm.

Kā redzams, berzes koeficientam μ jāpieaug līdz ar n pieaugumu un jāsamazinas, slodzei pieaugot. To, līdz zinamai p_{vid} robežai un sākot ar zinamu minimalu n, pierāda arī mēģinājumu rezultati, kas attēloti 473. un 474. zīmējumos divu diagrammu veidā: pirmajā μ atlikts kā p_{vid} funkcija ar n par parametru, otrajā — kā n funkcija ar p_{vid} par parametru.

Pirmajā diagrammā — līdz zinamam p_{vid} — μ līknes uzrāda apm. hiperbolisku formu (trešās pakāpes hiperbolas: $\mu^2 \cdot p_{vid} = \text{const}$), kādu prasa teorija. No šā zinamā p_{vid}, kā vērtība atkarājas no n un ko sasniedzot μ ir minimals, pretēji teorijai sākas μ pieaugums. Tas viegli izskaidrojams ar to, ka ar šādu p_{vid} sākas pussķidrā berze: virsmu nelīdzenumi sāk jau pieskarties citi citiem. Jo stiprāk pieaug p_{vid}, jo intensivāka ir saskaršanās un līdz ar to arī μ pieaugums (diagrammā pussķidrai berzei atbilstošās līkņu daļas zīmētas punktētas).

Ka līdz ar n pieaugumu minimalo μ abscisas, resp. p_{vid} vērtības palielinas, redzams arī no (87) formulas uzbūves: jo lielāks ir n, jo lielāks var būt p_{vid} ar to pašu μ. Eļļu labāk ierauj spraugā, un tādēļ pussķidrā berze iestājas vēlāk.

Otrā diagramma principā rāda to pašu: līdz zinamam n, kura vērtība pieaug līdz ar p_{vid}, eļļu neierauj spraugā pietiekošā daudzumā, un mums ir darīšana ar pussķidro berzi. Jo vairāk pieaug n, jo vairāk pussķidrās



474. zīm.

berzes raksturs tuvojas šķidrai berzei, un tādēļ μ līknes iet uz leju (sk. punktētās daļas).

Ja n = 0, tad šo līkņu daļu ordinatas ir, acīmredzot, berzes koeficienti miera stāvoklim (pussausai berzei). Mēģinājumi rādija, ka gandrīz neatkarīgi no p_{vid} šie μ ir apm. konstanti (kā zinams, technikā to arī pieņem). Mēģinājumos iegūti šādi skaitļi:

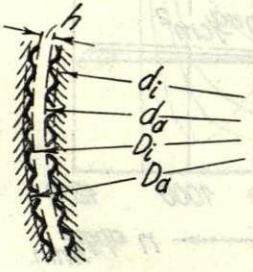
tērauda rēdzei ķeta gultnī miera stāvoklī $\mu \cong 0{,}14$;
„ „ babita „ „ „ $\mu \cong 0{,}22$;
„ „ bronzas „ „ „ $\mu \cong 0{,}18 \ldots 0{,}23$.

Kad pussķidrās berzes koeficients sasniedzis ar noteiktu n savu minimalo vērtību, līknes sāk atkal pieaugt. Šeit mums jau ir darīšana ar šķidro berzi, t. i. metalliskās saskaršanās starp virsmām pavisam nav. Saskaņā ar (87) nol. tam tā arī jābūt, jo, kā redzams, sakarība starp μ un n (ar p_{vid} = const.) ir paraboliska. Ar —·—·— līnijām iezīmētās teoretiski aprēķinātās μ līknes [pēc (87) nol.] rāda, ka saskaņa ar eksperimentu ir praktiski ļoti laba.

Abas diagrammas tālāk rāda, ka minimalie μ ir apmēram vienādi visām līknēm, t. i. ka μ_{min} vērtība nav atkarīga no p_{vid} un n. Tas ir arī saskaņā ar teoriju, jo μ_{min} iestājas viscaur ar vienu noteiktu h_{min} (proti, kad rēdzes un gultņa virsmu nelīdzenumi vairs nesaskaras), tā tad arī ar vienu noteiktu rēdzes centra stāvokli, citiem vārdiem — vienu noteiktu ε (sk. 435...436. lpp. par rēdzes centra ceļu teikto). Bet tas, saskaņā ar funkciju tabulām 430. un 431. lpp., dod vienu noteiktu Ω un tādēļ arī vienu noteiktu μ [sk. (80) nol.].

Piezīme. Interesanti atzīmēt, ka saskaņā ar (80) nol. arī eļļas viskozitate η nevar atstāt iespaidu uz μ_{min} vērtībām.

Mēģinājumu rezultatos sastopamās nesaskaņas ar teorijas prasībām, kas ir brīžiem diezgan lielas (kā, piem., ρ_{opt} gadijumā, sk. 444....445. lpp.), kā jau 443. lpp. teikts, viegli saprotamas, un galvenokārt laikam izskaidrojamas ar sprauga formas nesaskaņu ar teorijā pieņemto absoluti gludo kanalu. Kā jau 376. lpp. teikts, virsmu nelīdzenumi ir, diemžēl, nenovēršami, un tādēļ sprauga forma ir patiesībā ļoti nepareiza. Piem., sprauga augstums koncentriskā stāvoklī $s/2 = h$, kādu mēs ar kalibriem varam mērot, ir $s/2 = h = \frac{1}{2}(D_i - d_a)$; patiesībā tās platums lokali var svārstīties visās variacijās starp



475. zīm.

$\frac{1}{2}(D_a - d_i)$ līdz $\frac{1}{2}(D_i - d_a)$ (sk. 475. zīm.). Tas saprotams ne tādā ziņā, ka eļļas filma tādēļ nevarētu pastāvēt. Optiski mērojumi rāda, ka uz stikla platēm viegli iegūt eļļas filmas $< 0{,}1$ μ biezuma un uz ūdens pat 0,6...2 $\mu\mu$ biezuma. Bet skaidrs ir tas, ka ar teoretiski nepieciešamiem, ļoti maziem h (bieži dažu simtu — un pat tūkstošdaļu mm vērtībā) šie nelīdzenumi spēlē ļoti ievērojamu lomu, vispirms galīgi sagrozot spraugas formu un ar to teorijas rezultatus, un otrkārt, tomēr radot eventualu nelīdzenumu virsotņu saskaršanos, citiem vārdiem — pussķidro berzi.

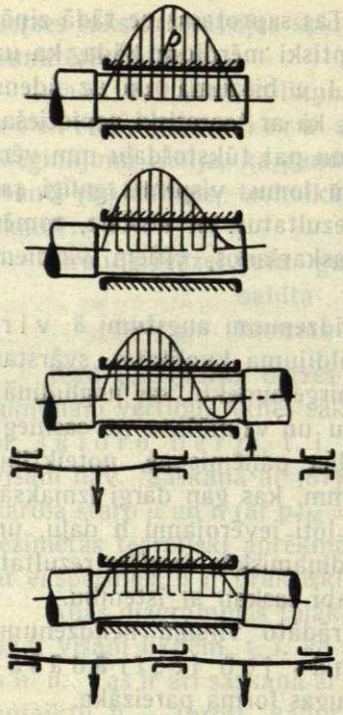
Rupji rēķinot, varētu pieņemt, ka nelīdzenumu augstumi δ virpojot vai urbjot, atkarībā no izpildījuma kvalitātes, svārstas robežās starp: $\delta = 0{,}01...0{,}04$ mm. Ar šmirgelaudeklu var nogludināt līdz 0,006...0,007 mm, un ar slīpēšanu un velmēšanu var sasniegt $\delta \cong 0{,}003...0{,}005$ mm. Lietojot specialus paņēmienus, noteiktību var vēl tālāk palielināt līdz 0,001...0,002 mm, kas gan dārgi izmaksā. Kā redzams, nelīdzenumi sastāda brīžiem ļoti ievērojamu h daļu, un tādos apstākļos gandrīz jābrīnas, ka hidrodinamiskās teorijas rezultati caurmērā tomēr kaut kvalitativi puslīdz labi saskan ar īstenību.

Praksē gan daudzos gadījumos apstrādāto virsmu nelīdzenumi ar laiku samazinas t. s. piestrādāšanās jeb iestrādāšanās dēļ: virsmas paliek gludākas un spraugas forma pareizāka.

Iestrādāšanās stipri atkarājas no gultņa materiala. Kā vēlāk vēl redzēsim, gultņu izveidošanai lieto galvenokārt trīs materialus: ķetu, bronzu un babitu (jeb baltmetallu). Pirmie divi materiali ir relativi cieti; piestrādāšanās tādēļ norit lēni. Pirmā laikā gultni nedrīkst stipri slogot; vislabāk pamazām palielināt slodzi un atjaunot, cik iespējams, biežāk eļļu, kas sajaukta ar norautām metalla daļiņām. Citādi var viegli notikt gultņu ieēšanās, vai vismaz var sabojāt rēdzes virsmu, ko saskrāpēs. Kā jau 384. lpp. bija aizrādīts, šeit bieži palīdz kolloidals grafits, piepildot nelīdzenumus un tādā veidā samērā ātrā laikā nogludinot spraugas sienas.

Samērā ātri piestrādājas babita gultņi, jo šis materials ir relativi mīksts; bet arī šeit ieteicams neforsēt piestrādāšanos. Citadi — it sevišķi, ja ņem lētākās babita šķirnes (ar lielāku Pb piemaisijumu) — tas var pieķepēt pie rēdzes un radīt stipru berzes pieaugumu. Tā kā babits viegli kūst, tad tas var iztecēt un līdz ar to viegli bojāsies rēdze, kas pieskarsies cietam metallam.

Citi ļoti svarīgi spraugas formas sagrozijuma iemesli ir montažas kļūdas un deformacijas rēdzē un gultnī, kuru dēļ rēdzes un gultņa ģeometriskās asis vairs nav taisnas vai vismaz vairs nesakrīt. Bet tad spraugas augstumi sadalas nevienādi pa rēdzes garumu, un tas rada



476. zīm.

pavisam citādu p sadalijumu; līdz ar to samazinas nesējspēja un mainas μ.

Dažas iespējas, kā apm. varētu mainīties p diagramma (salīdzinot ar normalo, tuvīni parabolisko sadalijumu, ja deformaciju un montažas kļūdu nebūtu), rāda 476. zīm. Tuvāki aprēķini iespējami šajos gadijumos tikai ar ievērojamu vienkāršojumu un pieņēmumu palīdzību, jo p diagrammas veids iepriekš nav zināms. Šie aprēķini katrā ziņā rāda, ka deformacijas var viegli sasniegt vērtības, kas, salīdzinot ar spraugas augstumu h, ir ievērojamas, un tādēļ var viegli pilnīgi sagrozīt aprēķinu rezultatus.

To starp citu rāda arī faktiski izdarīto mēģinājumu rezultati.

Piem., μ diagramma (474. zīm.) īsam babita gultnim ($l \cong$ d) daudz labāk atbilst teorijas prasībām nekā diagramma Sellers'a gultnim (473. zīm.), kas bija relativi garš ($l \cong 3{,}6$ d). Skaidrs, ka deformacijas garā gultnī būs arvien r e l a t i v i lielākas, un tādēļ arī nesaskaņas ir lielākas.

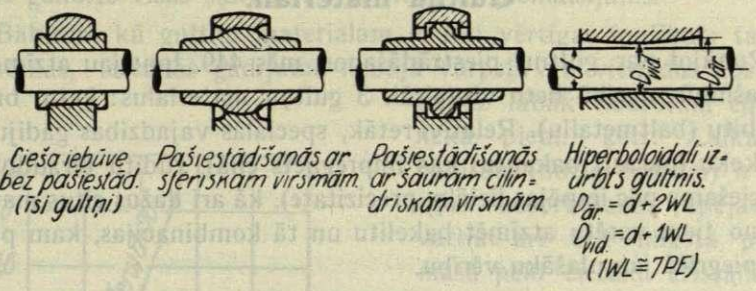
Līdz ar to mēs esam nonākuši pie technikā svarīgā jautājuma: kas ir izdevīgāks — g a r š v a i ī s s g u l t n i s? Par šo jautājumu ir daudz debatēts, un konstruktori laiku pa laikam mainijuši savus ieskatus. Tomēr liekas, ka pēdējā laikā tendence neapšaubami iet uz gultņu saīsināšanu, vismaz svarīgākās vietās. No deformacijas viedokļa — kā redzējām — īss gultnis ir daudz izdevīgāks. Garā gultnī deformaciju dēļ nekad noteikti nevar zināt, vai sprauga starp rēdzi un gultni nebūs lokali tik šaura, ka šķidrā berze šeit vairs nav iespējama. Otra priekšrocība īsam gultnim ir tā, ka ar to pašu projekcijas laukumu vērtību d . l, resp. ar to pašu $p_{vid} = \frac{P}{l \cdot d}$, aploces ātrums īsai rēdzei ir lielāks (jo d ir lielāks) un līdz ar to šķidrā berze vairāk nodrošināta [sk. (75) form.: nesējspēja pieaug līdz ar $\omega r = u$].

Taisnība gan, ka līdz ar u palielinas arī berzes pretestība un attīstītais siltums [sk. (82) un (88) formulu]. Kā vēlāk vēl runāsim, tas agrāk

arī bija viens no galvenajiem argumentiem, kādēļ ieteica pagarināt l, bet nevis palielināt d. Rezultatā nepietiekošā u un d [sk. arī 436. lpp. paskaidrojumus pie (85) form.] dēļ ļoti bieži iekļuva pussķidrās berzes joslā, kur bez palielinātā μ piedevām vēl bija jāapmierinas ar gultņu dilšanu.

Svarīgākos gultņos tādēļ patlaban attiecību starp l un d reti ņem lielāku par 2 (parasti $\frac{l}{d} = 1...1{,}5...2$), un drīzāk jau pielaiž lielāku berzes zaudējumu. Tas tomēr pa lielākai daļai būs daudz mazāks nekā pussķidrās berzes gadijumā garā un tievā gultnī. Īsus gultņus var bez tam arī cieši atbalstīt, ja tie ir ievietoti kopējā cietā konstruktivā daļā; tas dod ļoti stabilu, solidu konstrukciju.

Jāsaka tomēr, ka līdz šim laikam ļoti izplatīti ir arī vēl gari gultņi ar $\frac{l}{d} = 2{,}5...4$. It sevišķi tas sakams par transmisiju gultņiem, kur vidējie spiedieni p_{vid} normali ir mazi (parasti 4...8 kg/cm²). Ja lieto tādus garus gultņus, tad vienmēr ieteicams parūpēties par iespējamu montažas kļūdu un deformaciju kompensaciju, atļaujot gultņiem pašiem iestādīties (477. zīm.). Pa lielākai daļai to sasniedz ar sferiskām virsmām, kas izveidotas uz ieliktņiem un griežas attiecīgos iedobumos, kas izveidoti vākos (piem., Sellers'a gultņos).



477. zīm.

Tā kā divu sferisku virsmu noteikta pielāgošana ne visai viegla un lēta, tad, piem., BBC firma to vietā lieto šauras cilindriskas virsmas (piem., turbinu gultņos). Beidzot kā zinamu kompromisu gultņa urbumu var izveidot ne cilindrisku, bet hiperboloidalu; tas dod rēdzei diezgan lielu iestādīšanās brīvību, nepalielinot berzes pretestību (pēc firmas datiem R/l esot praktiski 20...40% mazāks nekā parastajos

gultņos). Nesējspeja tādam gultnim, saprotams, mazāka nekā cilindriskam, kurā rēdze pareizi guļ.

Ievērojot šeit par apstrādāšanas nelīdzenumiem, montažas kļūdām un deformacijām sacīto, kļūst skaidrs, kādēļ šķidrās berzes sasniegšanai aprēķinu rezultatā prasa zinamu minimalu h_{min} vērtību: parasti — kā 435. lpp. bija teikts — pieņem, ka jābūt: $h_{min} \geqslant 0{,}01$ mm.

Šeit vēl jāpiezīmē, ka spraugas faktiskais minimalais augstums nav vienīgi tas, kas iegūts, izejot no mērotiem D_1 un d_a (sk. 475. zīm.), bet ka tam var vēl pievienoties nelīdzenumu augstumi δ rēdzei un gultnim un tālāk montažas un deformaciju kļūdas. Skaitļi, kas 449. lpp. uzrādīti apstrādāšanas nelīdzenumu augstumiem, rāda, ka $h_{min} \geqslant 0{,}01$ mm ņemts vēl ļoti mazs. Tas ir droši vien derigs tikai labi slīpētām rēdzēm un izvelmētiem vai citādi labi nogludinātiem gultņiem. Vienkāršāk apstrādātiem gultņiem un rēdzēm, kur δ ir ievērojami lielāki, droši vien arī h_{min} jāņem ievērojami lielāks. Bet tas gandrīz jau nozīmē neiespēju sasniegt šķidro berzi ar daudzmaz lielākām slodzēm. Tādēļ, lai šķidro berzi sasniegtu, nepieciešami pēc iespējas gludāk apstrādāti gultņi un rēdzes. Ja šie elementi apstrādāti parastā veidā, tad vismaz pirmā laikā, kamēr nav notikusi laba piestrādāšanās, ļoti bieži būs jārēķinas ar pussķidrās berzes iestāšanos.

Gultņu materiali.

Runājot par gultņu piestrādāšanos, mēs 449. lpp. jau atzīmējām, ka mašinbūvniecībā lieto visvairāk 3 gultņu materialus: ķetu, bronzu un babitu (baltmetallu). Relativi retāk, specialās vajadzības gadijumos, lieto koku (parasti bakautu, kas impregnets eļļā), rūdītu tēraudu (kur nepieciešama pēc iespējas lielāka precizitate), kā arī dažus citus materialus; no tiem varētu atzīmēt bakelitu un tā kombinacijas, kam pēdējā laikā piegriež jau plašāku vērību.

No ķ e t a šķirnēm gultņu izveidošanai visvairāk piemērotas šķirnes ar smalku strukturu un perlitisku sastāvu (p e r l i t ķ e t s); puslīdz labs ir arī c i l i n d r u l ē j u m s. Parastais mašinlējums, kā arī temperķets, daudz mazāk piemēroti gultņu izveidošanai: to struktura pārāk rupja, stiprība relativi maza, un šķidro berzi šeit diezgan grūti sasniegt.

No b r o n z a s šķirnēm visvairāk lieto t. s. gultņu bronzas, resp. s a r k a n l ē j u m u s; bronzās galvenā sastāvdaļa ir Cu (80...94%) ar Sn (4...20%), Zn (2...7%) [sarkanlējumos] un bieži vēl Pb (1 līdz

12%) piemaisijumu. Kur vajadzīga lielāka precizitate, tur lieto arī fosforbronzas (ar P piemaisijumu sastāva tīrīšanai) kā arī specialas bronzas, ko apstrādā ar dažādiem paņēmieniem (piem., Caro, Glyco u. t. t. bronzas).

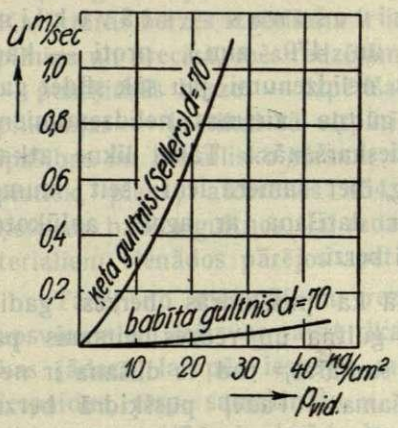
Bronza lietojama gultņu materialam, ja spiedieni ir ievērojami lieli vai mainīgi, kā arī vispārīgi tur, kur bieži jāstrādā pussķidrās berzes robežās, piem.: kur ātrumi ir mazi, vai kur mašinas bieži jāpalaiž un jāaptur. Bronza noderīga arī tur, kur vajadzīga lielāka precizitate (piem., zobratu pārvadu un darbmašinu gultņos), jo šis materials ir relativi sīksts un ciets (specialām šķirnēm pat ļoti ciets), un tādēļ maz nodilst.

Eļļošana bronzas gultņos tomēr notiek labi. Varbūt tas izskaidrojams ar to, ka bronzas mīkstākā pamatmasā peld cietāki kristalli, kas nostājas slīpi, līdzīgi segmentiem aksialgultņos. Iespējams, ka arī citi fizikali-ķimiski procesi šeit spēlē lomu, piem., eļļas adsorbēšana bronzas virsmai, kas šķietami ir ievērojama un tādēļ uztur stabilu eļļas filmu gultņa spraugā (šādi un līdzīgi jautājumi nav vēl tik tālu izpētīti, ka varētu taisīt galīgus slēdzienus. Tikai domājams, ka šādā virzienā meklējams izskaidrojums tai parādībai, ka daži gultņu materiali relativi viegli nodrošina labu eļļošanu, citi turpretim nē).

Eventualas ieēšanās gadijumā bronza arī nesametinas ar vārpstu.

Trešais svarīgais gultņu materials ir babits jeb baltmetalls; tā pamatsastāvdaļas ir Sn (5...80%) ar Sb (10...15%) un Cu ($1\frac{1}{2}$...10%), kā arī gandrīz visās šķirnēs Pb (0...$78\frac{1}{2}$%) piemaisijums.

Babitam kā gultņu materialam ir ļoti vērtīgas īpašības: tas ātri nogludinas, ieēšanās gadijumā nebojā vārpstu un vienādos apstākļos daudz labāk nodrošina eļļošanu nekā, piem., ķets. Laikam arī babitam (līdzīgi bronzai) ir lielas eļļas adsorbēšanas spējas, un varbūt arī šeit mīkstā pamatmasā peld cietāki kristalli, kas darbojas līdzīgi segmentiem.



478. zīm.

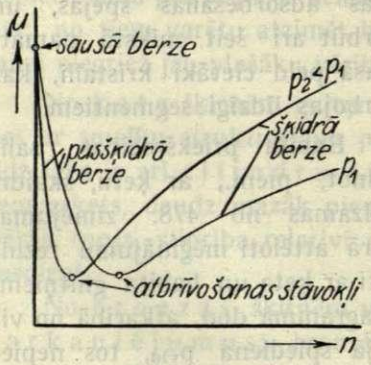
Babita priekšrocības, salīdzinot, piem., ar ķetu, skaidri redzamas no 478. zīmējuma, kurā attēloti mēģinājumu rezultati ar ķeta un babita gultņiem. Diagramma dod, atkarībā no vidējā spiediena p_{vid}, tos nepieciešamos rēdzes aploces ātrums

u, ar kuriem iestājas minimalais berzes koeficients μ_{min}, resp. pāreja no pussķidrās uz šķidro berzi jeb t. s. „atbrīvošanas stāvoklis" (sk. turpmāk; par μ_{min} sk. 473. un 474. zīm.). Kā redzams, šķidrā berze iestājas daudz vieglāk babita gultnī (t. i. ar daudz mazāku u, ja p ir tikpat liels kā ķeta gultnī).

Babita vienīgais trūkums ir tas, ka viņš ir relativi miksts un izkūst zemā temperaturā. Tādēļ babits viegli dilst un izkušanas gadijumā var apdraudēt vārpstu. Šo iemeslu dēļ babits nav sevišķi noderīgs apstākļos, kur šķidrās berzes iespēja ir problematiska, piem., mainīgai slodzei vai darbībai ar biežiem pārtraukumiem. Babits neder arī ļoti preciziem gultņiem ar mazu spēli.

Pussķidrā berze.

Kā mēs savā vietā teicām (sk. 378. lpp.), mēs saucam berzi par pussķidro tad, ja notiek nepilnīga saskaršanās starp gultņa un rēdzes metalliskām virsmām: rēdze pa daļai atdalīta no gultņa virsmas ar eļļas filmu; tomēr dažas nelīdzenumu virsotnes vēl saskaras. Mēs tā tad dabūjam vidēju stāvokli starp sauso (resp. pussauso) un šķidro berzi, pie kam atkarībā no tā, vai metalliskā saskaršanās notiek vairāk vai mazāk intensivi, iespējamas dažādas vidusstadijas ar sauso un šķidro berzi kā robežgadijumiem. Tas izteicas arī mēģinājumu diagrammās (473. un 474. zīm.). Piem., 474. zīmējumā μ, kā n funkcijas, līknes (kā 448. lpp. bija paskaidrots) iesākas uz ordinatu ass (n=0) ar pussausās berzes koeficientu; tā vērtība ir samērā ļoti liela (0,14...0,23). Ritu skaitam n pieaugot, μ līkne iet uz leju līdz zinamam minimumam, kas atbilst t. s. atbrīvošanas stāvoklim (474. un 479. zīm.), proti — kad rēdzes nelīdzenumi jau sāk slīdēt garām gultņa virsmas nelīdzenumiem bez pieskaršanās. Tālāk līkne atkal pieaug, bet samērā lēni; šeit mums jau ir darīšana ar agrāk aplūkoto šķidro berzi.



479. zīm.

Tā kā pussķidrās berzes gadijumā gultņa un rēdzes virsmas pa daļai saskaras, tad to dilšana ir nenovēršama. Tādēļ pussķidrā berze principā nevēlama. Diemžēl, tomēr

jāsaka, ka technikā mums ar to jāsastopas samērā bieži, laikam pat biežāk nekā ar idealo šķidro berzi. Varētu uzskaitīt šādus gadijumus:

1) Pussķidrā berze ir gandrīz nenovēršama gultņa un rēdzes p i e s t r ā d ā š a n ā s l a i k ā i k k a t r ā g u l t n ī. 2) Tikpat kā n e n o v ē r š a m a i k k a t r ā g u l t n ī tā ir r ē d z e s i e s k r i e š a n ā s u n a p s t ā š a n ā s l a i k ā. Tādēļ bieži palaižamās mašinās gultņi relativi ātri dilst pat vislabākos eļļošanas apstākļos. 3) Kā skaidrs no μ diagrammas un no agrākiem paskaidrojumiem (85) formulai (sk., piem., 436. lpp.), tad pussķidrā berze var iestāties ikkatrā gultnī, kurā n ir pārāk mazs un P_v resp. p_{vid} relativi pārāk liels; tāpat kur d ir mazs (jo tad u ir mazs), vai kur spēle starp gultni un rēdzi ir pārāk liela. 4) Skaidrs, ka triecienveida slodzes gadijumā pussķidrā berze būs gandrīz nenovēršama. 5) Tālāk arī eļļas nepietiekošā viskozitate η, piem., gultņa pārmērīgās sasilšanas dēļ, var tik tālu pazemināt nesējspēju [sk., piem., (75) formulu], ka šķidrā berze ir neiespējama. 6) Beidzot montažas kļūdas (kurām dažreiz pietiek būt minimalām), deformacijas, neiespēja gultnim iestādīties u. t. t. var (un droši vien ļoti bieži to dara) radīt pussķidro berzi.

Kā redzams, pussķidrās berzes iestāšanās iespēju ir tik daudz, ka ar to gribot negribot pat ļoti bieži jārēķinas. Principiali tādēļ būtu svarīgi to pēc iespējas pamatīgāk teoretiski izpētīt. Diemžēl, jāsaka, ka tas patlaban nav iespējams un pat jāšaubas, vai tas vispārīgi kādreiz būs pienācīgā veidā veicams. Berze šeit sastādas, acīmredzot, no divām daļām: no tās, kas atbilst metalliskai pieskarei, un no tās, kas atbilst šķidrai berzei. Tā kā pirmā rodas nelīdzenumu virsotnēm pieskaroties, kuru forma un izmēri var būt ļoti dažādi, tad ir skaidrs, ka ļoti grūti izpētīt šīs berzes daļas iespaidu daudzmaz eksaktā veidā. Ka šķidrās berzes izpētīšana ir ievērojami komplicēta un tomēr ne visai pilnīga un preciza, mēs redzējām. Tādēļ abu berzes veidu kombinacijas — pussķidrās berzes — izpētīšanā sagaidamas vēl ievērojamākas komplikacijas — ja tikai tā vispārīgi iespējama. Šeit taču ne tikai eļļas īpašības un metallisko virsmu stāvoklis, bet arī materials spēlē lomu; pietiek, piem., atcerēties 454. lpp. sacīto par atbrīvošanas stāvokli ķeta un babita gultņos, lai redzētu, kāda atšķirība ir starp šiem materialiem vienādos pārējos apstākļos.

Tādēļ no mēģinājumu rezultatiem un vispārīgiem teoretiskiem apsvērumiem šeit var taisīt tikai dažus vispārīgus secinājumus par to, kas jādara, lai pēc iespējas mīkstinātu nevēlamos pussķidrās berzes iespaidus, resp. samazinātu μ, gultņa sasilšanu un dilšanu. Piem., μ diagrammas (474. zīm.) rāda, ka lielāki p_{vid} ir zinamā mērā izdevīgāki:

μ_{min} vietā (kur notiek pāreja no šķidrās uz pussķidro berzi) līknes lielākiem p_{vid} nav tik asi izlocītas; tādēļ, ja n nav pietiekošs šķidrās berzes sasniegšanai, šeit μ nepieaugs tik strauji kā maziem p_{vid}. Tālāk skaidrs, ka, piem., babits ir daudz izdevīgāks par ķetu (478. zīm.), jo tur atbrīvošanas stāvokli sasniedz ar daudz mazākiem u resp. arī n (ja p_{vid} ir vienādi).

Arī eļļai piekrīt svarīga loma; vēlams, lai tā labi adsorbētos gultņa un rēdzes virsmai, lai to nevarētu izspiest ārā un tā pārraut filmu. Tālāk vēlams, lai η pēc iespējas maz mainītos ar temperaturu, jo citādi gultņa sasilšanas gadijumā nesējspēja var krist tik tālu, ka iestājas pussķidrās berzes stadija ar ļoti lielu μ. η jāizvēlas tik liels, ka vajadzīgā nesējspēja katrā ziņā nodrošināta. Mainīgas temperaturas apstākļos, ja tie ilgst pietiekošu laiku, ieteicams pēc iespējas mainīt eļļas šķirni, kā to, piem., praktizē automobiļu technikā. Vajadzības gadijumā, piem., ja slodze ir ļoti liela vai ļoti nevienmērīga un ja ritu skaits ir mazs, bieži pat ieteicams pāriet uz cietiem taukiem, lai tikai samazinātu metallisko saskaršanos starp rēdzi un gultni.

P i e z ī m e. Būtu, saprotams, vēlami vēl sīkāki pētijumi par eļļu; piem., būtu vēlama tāda eļļa, kas dod pēc iespējas platāku izliekumu μ līknē μ_{min} tuvumā (479. zīm.); praksē gan grūti būs to izdarīt.

Ievērojot visu sacīto, pussķidrās berzes aplūkošanā pagaidām jāpaļaujas gandrīz tikai uz vispārīgiem, tīri empiriskiem prakses datiem.

Uz šādiem empiriskiem datiem dibināti arī elementarie, praksē parasti lietojamie gultņu un rēdžu aprēķini, ko turpmāk aplūkosim un ko vismaz pagaidām (kamēr jautājums nav tuvāk izpētīts) varētu lietot gadijumos, kur sagaidama pussķidrā berze.

Parastie (elementarie) rēdžu un gultņu aprēķini.

R a d i a l g u l t ņ i.

Šie aprēķini ir relativi ļoti vienkārši:

1) Pamatojoties uz praksē iegūtiem datiem, k o n t r o l ē r ē d z i resp. gultni vispirms pielaižamai v i d ē j a i v i r s m a s s p i e d e i p_{vid} uz rēdzes projekcijas laukumu, izejot no zinamās (vajadzības gadijumā ar zinamu korrekcijas koeficientu $\beta > 1$ pareizinātās) šķērsslodzes P, t. i.:

$$p_{vid} = \frac{P}{d \cdot l}, \text{ resp.: } p_{vid} = \frac{\beta \cdot P}{d l}.$$

P i e z ī m e. Tāpat kā savā vietā to redzējām kniežu gadijumā (sk. 155. ... 157. lpp.), tad droši vien pat miera stāvoklī spiediens n a v

vienādi sadalīts pa rēdzes slogoto virsmu. Kustības stāvoklī tas tā būs vēl mazāk, jo tad taču kaut pa daļai notiek šķidrā berze, — un tur, kā redzējām, p sadalijums ir ļoti nevienmērīgs. Tādēļ p_{vid} ir tikai fiktivs lielums.

Literaturā sastopamas ļoti dažādas vērtības p_{vid} skaitliskiem datiem. Šķietami šeit konstruktori diezgan stiprā mērā pielāgo pielaižamās vērtības savām vajadzībām. Ka spiediens nav pietiekošs kriterijs un ka šeit iespējamas ļoti lielas variacijas skaitliskā ziņā, skaidrs jau no μ diagrammas 473. zīm.: ja n ir ļoti mazi, gribot negribot jāsamazina p_{vid}, lai nedabūtu pārāk lielus μ (pusšķidrās berzes robežās). Tāpat, ja, piem., nenovada labi siltumu, tad vajadzēs pielaist mazākus p_{vid}, lai dabūtu mazākus μ un berzes darbus.

Ja šādi apstākļi neprasa p_{vid} samazināšanu (sk. turpmāk sasilšanas kontroli), tad varētu ņemt t ē r a u d a r ē d z ē m vidēji:

ķeta gultņos	$p_{vid} = 25...40$ kg/cm²;
bronzas gultņos . . .	$p_{vid} = 30...80$ „ ;
babita gultņos . . .	$p_{vid} =$ līdz 90 „ ;
rūdīta tērauda gultņos	$p_{vid} =$ līdz 150 „ .

Mazākie skaitļi šeit domāti parastai izveidošanai un apstrādāšanai, lielākie skaitļi tikai cietām un labi slīpētām rēdzēm. Rūdītā tērauda gultņos, saprotams, noderīgas tikai tādas pašas rēdzes. Babitam uzrādītie maksimalie skaitļi pielaižami tikai cietākām šķirnēm (bez vai ar maz Pb), un ja slodze ir nemainīga; citādi gultnis viegli deformēsies.

T r a n s m i s i j u g u l t ņ o s, kas parasti veidoti no ķeta, pielaiž vēl daudz mazākus spiedienus:

$$p_{vid} = 4...8 \text{ kg/cm}^2 \text{ (reti līdz } 10 \text{ kg/cm}^2\text{).}$$

Turpretim specialos gadijumos pielaiž vēl daudz vairāk, piem., lokomotivēs pat līdz 380 kg/cm². Spēkmašinu gultņu p_{vid} datus tādēļ vienmēr ieteicams ņemt no specialās literaturas; tas gan zināmā mērā attiecas vispārīgi uz visām specialām mašinām.

Visi uzrādītie s k a i t ļ i d o m ā t i parastai, n e p ā r t r a u k t a i g u l t ņ u d a r b ī b a i. Ja darbā gadas l i e l ā k i p ā r t r a u k u m i un faktiskās darbošanās laiki ir īsi, tad v a r p i e l a i s t p a t 2...3 r e i z l i e l ā k a s v ē r t ī b a s.

2) K o n t r o l i g u l t ņ a s a s i l š a n a i izdara, izejot no berzes darba spējas (jaudas), t. i. berzes darba daudzuma sekundes laikā, kas pārvēršas siltumā. Berzes jauda ir, acīmredzot:

$$N_R = P \cdot \mu \cdot u \ \frac{\text{kgm}}{\text{sec}},$$

kur u m/sec ir rēdzes aploces ātrums.

Aprēķinot t. s. īpatnējo berzes jaudu, t. i. uz rēdzes virsmas laukuma $\pi \cdot d \cdot l$ vienību attiecināto vērtību, atrodam:

$$(N_R)_1 = \frac{P \cdot \mu \cdot u}{\pi \cdot d \cdot l} = \frac{\mu}{\pi} \cdot (p_{vid} \cdot u). \quad \ldots\ldots\ldots \quad (93)$$

Šeit $\frac{P}{dl}$ atvietots ar p_{vid}.

Ja μ būtu noteikti zinams, tad no (93) formulas mēs varētu aprēķināt berzes jaudu, resp. arī tai atbilstošo siltuma daudzumu $(W_R)_1$, kā mēs to darijām šķidrās berzes gadijumā [sk. (88) formulu] un tālāk rīkoties tāpat, kā to tur darijām. Diemžēl, berzes koeficienti μ pussķidrai berzei (kā tas skaidrs no μ diagrammām, sk. 473. un 474. zīm., un no paskaidrojumiem pussķidrai berzei 454...456. lpp.) var pieņemt — atkarībā no eļļas īpašībām un temperaturas, rēdzes un gultņa materiala un virsmas stāvokļa, rēdzes ātruma u. t. t. — ļoti dažādas vērtības, sākot ar pussausās berzes μ (t. i. 0,14...0,23) un beidzot ar ļoti mazām vērtībām, kas atbilst μ_{min}, proti 0,003...0,004 un mazāk. Praksē tādēļ ņem vai nu kādas daudz maz ticamas vidējas vērtības, proti:

$\mu \cong 0{,}06$ ļoti labi apkalpotiem gultņiem nepārtrauktā darbā;

$\mu \cong 0{,}08...0{,}1$ vājāk apkalpotiem gultņiem darbā ar pārtraukumiem, vai putekļainās telpās, vai ārējā gaisā (piem., ceļammechanismos),

vai arī formali apiet jautājumu par μ pavisam, dodot kādas praktiskas pielaižamas reizinājuma $(p_{vid} \cdot u)$ vērtības, kurām (ar šeit pieņemto $\mu = \text{const}$) ir proporcionalas berzes jaudas un līdz ar to attīstītie siltuma daudzumi. Zinot slodzi P un gultņa izmērus d un l, ļoti viegli var aprēķināt $p_{vid} \cdot u$; līdz ar to gultņa sasilšanas kontrole uzskatama par izdarītu.

Kas attiecas uz literaturā sastopamām $(p_{vid} \cdot u)$ vērtībām, tad šeit sastopama tikpat liela dažādība kā p_{vid} datos. Šķietami arī šeit konstruktori stiprā mērā pielāgojuši skaitliskās vērtības savām vajadzībām, izejot, saprotams, no prakses rezultatiem.

Dažādām mašīnām sastopamas $(p_{vid} \cdot u)$ vērtības no $2...100 \frac{kgm}{cm^2 \cdot sec}$ [skaitot p_{vid} kg/cm²]. Transmisijās un vispārīgi parastos pārvados normali pielaiž līdz $(p_{vid} \cdot u) = 10...20 \frac{kg\ m}{cm^2 \cdot sec}$, bet ierīcēs ar trūcīgu eļļošanu (ar pilinātājiem, daktīm, štauferiem u. t. t., sk. turpmāk) šīs vērtības vēl jāsamazina — neizdevīgos apstākļos pat līdz $2...3 \frac{kg\ m}{cm^2 \cdot sec}$. Specialām mašīnām, spēkmašīnām, vagoniem,

lokomotivēm u. t. t. dati vislabāk atkal jāņem no attiecīgās specialās literaturas.

Šeit dotie dati domāti nepārtrauktai darbībai. Biežu lielāku pārtraukumu gadijumā vērtības var ievērojami (apm. 2...3 reiz) palielināt.

I. piezīme. Izejot no ($p_{vid} \cdot u$) datiem, pēc elementarā gultņu aprēķina varētu noteikt nepieciešamo rēdzes garumu *l*. Atvietojot:

$$p_{vid} = \frac{P}{dl} \text{ kg/cm}^2, \quad \text{un: } u = \frac{\pi\, dn}{60.100} \frac{m}{sec},$$

mēs atrodam:

$$(p_{vid} \cdot u) \geqslant \frac{P}{dl} \cdot \frac{\pi\, dn}{60.100} \frac{kgm}{cm^2 \cdot sec},$$

no kurienes:

$$l \geqslant \frac{1}{1910} \cdot \frac{P \cdot n}{(p_{vid} \cdot u)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (94)$$

Pēc elementarā viedokļa tikai ar *l* palielināšanu varētu sasniegt mazākas berzes jaudas vērtības, jo d palielināšana, kā redzams, gan samazina p_{vid} (pretēji proporcionali), bet toties palielina u (taisni proporcionali); tādēļ $p_{vid} \cdot u$ paliek tas pats. Šī iemesla dēļ — kā jau 450....451. lpp. minēts — agrāk noteikti aizstāvēja garu gultņu vajadzību (ja u vai p_{vid} bija daudz maz ievērojami). Šis secinājums tomēr, kā μ diagrammas (473. un 474. zīm.) un paskaidrojumi pusšķidrai berzei 454....456. lpp. rāda, nebūt nav pareizs. Tas, acīmredzot, dibinas uz pieņēmumu, ka μ = const [sk. $(N_R)_1$ formulu (93)]. Bet taisni pusšķidrās berzes robežās μ stipri krīt līdz ar u, resp. n un d palielināšanu.

Ja varbūt μ_{min} tuvumā šī maiņa ir arī dažreiz ļoti maza, tad tomēr — kaut no dilšanas viedokļa — arvien izdevīgāk ar d resp. arī u palielināšanu tuvoties šķidrai berzei, cik vien iespējams.

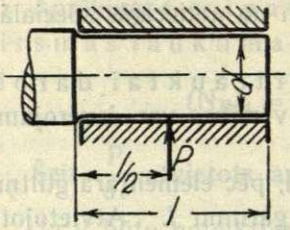
Kā jau 450. lpp. minēts, tagad pa lielākai daļai dod priekšroku īsākiem gultņiem, paturot garākus ar automatisku iestādīšanos gandrīz tikai vēl transmisiju vajadzībām.

II. piezīme. Bach's dod citāda veida formulu gultņa sasilšanas kontrolei, kas principiali tomēr neatšķiras no šeit lietotās. Bach'a formula ir:

$$l \geqslant \frac{Pn}{W},$$

pie kam doti dažādi pielaižami W dati.

Salīdzinot šo formulu ar (94) izteiksmi, redzams, ka W vērtības ir 1910 reiz lielākas par mūsu ($p_{vid} \cdot u$) datiem.



480. zīm.

3) Stiprības kontroles. Gultņa stiprības kontroli aplūkosim vēlāk pēc gultņu konstruktivās uzbūves aplūkošanas. Rēdzes stiprības kontroli var izdarīt vai nu liecei, vai arī reducētai pretestībai, resp. maksimalam bīdes spriegumam (t. i. liecei un bīdei, resp. cirpei reizē). Kā to var teoretiski pierādīt, apaļai cilindriskai rēdzei liekces kontrole ir pietiekoša, ja rēdze ir garāka par 2/3 d (kā tas pa lielākai daļai praksē arī ir). Ja turpretim $l \leqslant 2/3\ d$, bīdes spēku iespaids ir jau tik liels, ka jākontrolē reducētā pretestība resp. maksimalais bīdes spriegums. Drošības dēļ parasti pieņem, ka slodze P iedarbojas koncentrēti rēdzes vidū. Tad, piem., gala rēdzes stiprības nolīdzinājums liecei ir (sk. 480. zīm.):

$$\frac{P \cdot l}{2} = \frac{\pi\, d^3}{32} \cdot \sigma' \cong 0{,}1\, d^3 \cdot \sigma'.$$

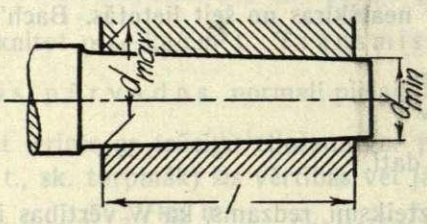
Stiprības nolīdzinājums cirpei ir, acīmredzot:

$$P = \frac{\pi\, d^2}{4} \cdot \tau.$$

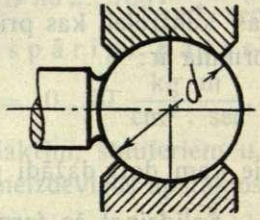
Reducēto pretestību resp. maksimalo bīdes spriegumu kontrolē pēc Saint-Venant'a vai Guest'a formulām, kā to darijām skrūvju un vārpstu gadijumā [sk. (III. 3) un (III. 5) formulas].

Ja vēlamies lielu darbības noteiktību, tad jāpielaiž mazas deformacijas, tā tad arī iespējami mazāki spriegumi. Tas pats jādara, ja slodze ir stipri mainīga vai triecienveida (piem., pumpjos, spiedēs u. t. t.).

Koniskas un lodveida rēdzes (481. un 482. zīm.) parasti aprēķina, itin kā tās būtu cilindriskas, ņemot datus, kas atbilst vidējiem caurmēriem; lodveida rēdzes gadijumā vēl pieņem rēdzes darbīgo garumu l_{darb}. Ar šiem datiem izdara visas kontroles: tiklab p_{vid}, kā arī sasilšanai un stiprībai.



481. zīm.



482. zīm.

Koniskā rēdzē:

$$d_{vid} \cong \frac{d_{max} + d_{min}}{2}.$$

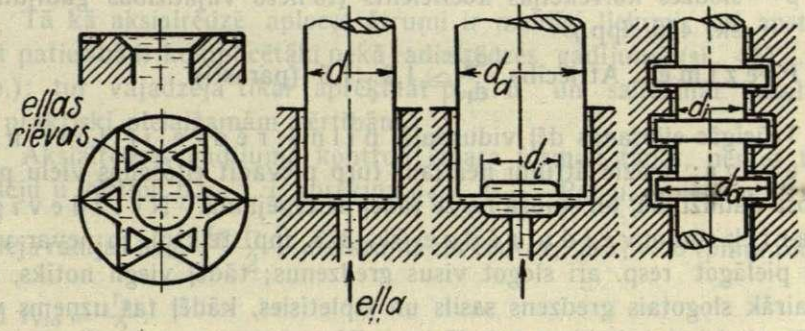
Lodveida rēdzē varētu pieņemt apm.:

$$l_{darb} \cong 0{,}7\ d,$$

un: $d_{vid} \cong 0{,}9\ d.$

Aksialgultņi.

Savā vietā aplūkotos segmentgultņus (sk. 398. un 412...415. lpp.) mēs šeit vairs neiztirzāsim, jo tos lieto lielākās mašīnās vai vispārīgi svarīgākos gadijumos, kur šķidrā berze ir nodrošināta. Ar pussķidro berzi mums galvenā kārtā ir darīšana vienkāršos aksialgultņos un rēdzēs (sk. 375. lpp.), ko lieto mazākās, parastās mašīnās, vai arī tur, kur ātrumi ir tik mazi, vai slodzes tik lielas resp. nevienmērīgas, ka šķidro berzi nevarētu sasniegt.



483. zīm.

Tā kā rēdzes un gultņa virsmas šeit ir parasti parallelas, teoretiski šādiem gultņiem pat vispārīgi nav nesējspējas (sk. 395. lpp.), ja tikai eļļu nepievada ar ievērojamu spiedienu. Praktiski virsmu nelīdzenumu, deformaciju u. t. t. dēļ zinama eļļošana parasti gan notiks; tomēr vislabākā gadijumā mums būs darīšana ar pussķidro berzi un nereti pat ar pussauso vai tam tuvu stāvokli.

Kā jau 397. lpp. teikts, uzlabot apstākļus varētu, iestrādājot gultņa virsmā slīpumus, ar ko mēs tuvotos segmentgultņa apstākļiem. Šis darbs ir tomēr grūts un dārgs niecīgo slīpumu dēļ (kā jau agrāk aizrādīts); praksē tādēļ tādi gultņi samērā reti sastopami. Visai droši tie, saprotams, arī nav.

Aprēķini ir principā tādi paši kā radialgultņa gadijumā:

1 Aprēķins vidējai virsmas spiedei p_{vid}. Atkarībā no gultņa formas (sk. 483. zīm.) atrodam:

Pilnai rēdzei:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot y \cdot p_{vid} \quad \left[\text{resp. } \beta P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot y \cdot p_{vid}\right].$$

Gredzenveida rēdzei:

$$P = \frac{\pi (d_a^2 - d_i^2)}{4} \cdot y \cdot p_{vid} \quad \left[\text{resp. } \beta P = \frac{\pi (d_a^2 - d_i^2)}{4} \cdot y \cdot p_{vid}\right].$$

Ķemmveida rēdzei:

$$P = \frac{\pi (d_a^2 - d_i^2)}{4} \cdot z \cdot y \cdot p_{vid} \quad \left[\text{resp. } \beta P = \frac{\pi (d_a^2 - d_i^2)}{4} \cdot z.y.p_{vid}\right].$$

Šeit: $y < 1$ ir virsmas samazināšanas koeficients, jo ellas rievas ieņem zinamu atbalstvirsmas daļu; parasti $y \cong 0{,}8...0{,}9$;

z — gredzenu skaits rēdzē;

β — slodzes korrekcijas koeficients (to lieto vajadzības gadijumā, sk. 456. lpp.)

Piezīme. Attiecība $\frac{d_a}{d_i} \cong 1{,}2...1{,}6$ (parasti).

Trūcīgās eļļošanas dēļ vidusdaļā pilnā rēdze ir ļoti neizdevīga; mazie ātrumi neatļauj turp pievadīt eļļošanas vielu pietiekošā daudzumā, un šķidrā berze tādēļ neiespējama. Neizdevīga ir arī ķemmveida rēdze (sk. 375. lpp. teikto), jo nevar vienādi pielāgot resp. arī slogot visus gredzenus; tādēļ viegli notiks, ka visvairāk slogotais gredzens sasils un izpletīsies, kādēļ tas uzņems vēl vairāk slodzes un beidzot sabojāsies. Pēc tam tas pats notiks ar nākošo stiprāk slogoto gredzenu u. t. t., kamēr viss gultnis sabojāsies.

Tā kā visos šādos aksialgultņos šķidrā berze vispārīgi nav iespējama, tad p_{vid} jāpielaiž relativi ļoti zems. Parasti — atkarībā no apstākļiem — varētu pieņemt nepārtrauktai darbībai:

$$p_{vid} \cong 3...8... \text{ (maksimali 10) kg/cm}^2.$$

Jo neizdevīgākos apstākļos strādā gultnis (mazi ātrumi, pilna vai ķemmveida rēdze, slikti siltuma novadīšanas apstākļi), jo vairāk jāreducē p_{vid}. Ja gultņa darbībā bieži gadas garāki pārtraukumi, tad var pielaist 2...3 reiz lielākas p_{vid} vērtības. To pašu var darīt, ja dzesēšanas apstākļi ir ļoti labi (piem., ūdens turbinās pielaisti dažreiz pat 50...70 un vairāk kg/cm²).

Piezīme. Tāpat kā radialrēdzēs, arī šeit p_{vid}, t. i. vidējais, pa atbalstvirsmu vienmērīgi sadalīti domātais spiediens, ir tikai fiktivs

lielums. Ja p_{vid} būtu viscaur vienāds, varētu sagaidīt, ka rēdze resp. gultnis daudz ātrāk diltu pie periferijas, nekā tuvāk centram (jo tur berzes darbaspēja tad būtu lielāka, pieņemot, ka μ maz mainas), ko praksē tomēr nenovēro. Šī iemesla dēļ, piem., Reye pat domā, ka p kg/cm² sadalas pa rēdzes virsmu pēc hiperboliska likuma: $p = \frac{c}{r}$. Ja berzes koeficients būtu viscaur vienāds, mēs tad dabūtu, acīmredzot, viscaur konstantu berzes darbaspēju, proti:

$$\frac{2\pi\, r.n}{60} \cdot \frac{c}{r}\mu = \frac{2\pi n c \mu}{60}.$$

Tā kā pussķidrās berzes gadijumā μ stipri mainas atkarībā no ātruma (sk. 454. lpp.), lieta laikam tik vienkārša tomēr nav; puslīdz skaidrs ir tikai tas, ka spiedieni nav vienādi sadalīti pa atbalstvirsmu.

2) Aprēķins berzes darbaspējai resp. gultņa sasilšanai.

Tā kā aksialrēdzē aploces ātrumi ir mainīgi lielumi, tad apstākļi šeit patiesībā ir komplicētāki nekā radialrēdzes gadijumā (sk. 457...459. lpp.): tur vajadzēja tikai aprēķināt $p_{vid}.u$ un salīdzināt rezultatu ar praktiski pielaižamām vērtībām.

Aksialrēdzes gadijumā kontroli izdara formali tāpat, ņemot tikai vidēju u vērtību u_{vid}, t. i. aprēķina $p_{vid} \cdot u_{vid}$. Par u_{vid} pieņem ātrumu vidējā radija $r_{vid} = \frac{r_a + r_i}{2}$ atstatumā no centra; ja $r_i = 0$ (pilna rēdze), tad $r_{vid} = \frac{r_a}{2}$.

Nepārtrauktai darbībai parastos apstākļos varētu pielaist:

$$p_{vid} \cdot u_{vid} = 17...20 \frac{kg\ m}{cm^2 \cdot sec},$$

ar

$$p_{vid} = \frac{P}{F_{redze}} kg/cm^2 \quad \text{un} \quad u_{vid} = \frac{2\pi r_{vid} \cdot n}{60}\ m/sec.$$

Ķemmveida rēdzēm neizdevīgo slogošanas apstākļu dēļ (sk. 462. lpp.). ieteicams ņemt mazāk:

$$p_{vid} \cdot u_{vid} \cong 5...10 \frac{kg\ m}{cm^2 \cdot sec};$$

Bach's ieteic pat $< 6...7 \frac{kg\ m}{cm^2 \cdot sec}$.

Ilgāku biežu pārtraukumu vai labas dzesēšanas gadijumos var ņemt — 2...3 reiz lielākas vērtības; piem., ūdens turbinās pielaiž

$$p_{vid} \cdot u_{vid} \cong 28...34 \frac{kgm}{cm^2 \cdot sec}$$

atkarībā no izmēriem (lielākām rēdzēm vairāk).

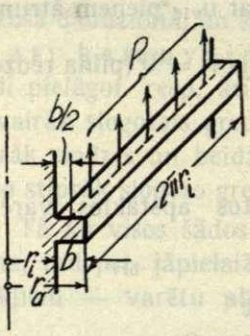
Līdzīgi tam, kā radialrēdžu elementarā teorijā bija pieņemts aprēķināt rēdzes garumu l, izejot no $p_{vid} \cdot u$ [sk. 459. lpp. (94) formulu], arī šeit varētu aprēķināt nepieciešamo atbalstvirsmas radialo platumu $b = r_a - r_i$. Piem., vienkāršās gredzenveida rēdzes gadijumā mēs dabūtu (neievērojot rievas):

$$p_{vid} \cdot u_{vid} \sim \geqslant \frac{P}{2\pi r_{vid} \cdot b} \cdot \frac{2\pi r_{vid} \cdot n}{60 \cdot 100} \frac{kg\,m}{cm^2 \cdot sec},$$

vai:

$$b \geqslant \frac{P \cdot n}{6000 \cdot (p_{vid} \cdot u_{vid})}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (95)$$

kur $b = r_a - r_i$.



484. zīm.

3) Stiprības kontrole krīt, acīmredzot, svarā tikai ķemmveida rēdzes gadijumā. Aprēķinam resp. kontrolējam gredzenus liecei (līdzīgi atlokam): iedomājamies, ka gredzens pāršķelts un atlocīts taisns, un ka slodze pielikta

$$b/2 = \frac{r_a - r_i}{2}$$

atstatumā (sk. 484. zīm.). Ar z gredzeniem atrodam, acīmredzot, stiprības nolīdzinājumu (pieņemot, ka slodze vienmērīgi sadalīta pa visiem gredzeniem):

$$\frac{P}{z} \cdot \frac{b}{2} = \frac{2\pi r_i \cdot h^2}{6} \cdot \sigma'. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (96)$$

Ar šo nolīdzinājumu var kontrolēt pieņemto gredzena augstumu h resp. aprēķināt to. Tā kā, saskaņā ar 462. lpp. teikto, slodze faktiski sadalīsies pa gredzeniem nevienādi, nav ieteicams pielaist sevišķi lielus σ'.

Īss pārskats par praktiskiem eļļošanas paņēmieniem un ierīcēm.

Lai starp rēdzi un gultni rastos iespējami mazākās berzes sasniegšanai nepieciešamā, pietiekoši biezā eļļas filma, nepieciešama ierīce, kas pievadītu eļļu gultnim vajadzīgā daudzumā. Šādu ierīču mums ir ļoti daudz, un starp tām konstruktoram vienmēr iespējams atrast tādu, kas vislabāk atbilst ikreizējām prasībām: sastopamas lētākas un dārgākas ierīces, vienkāršas un komplicētas, periodiski apkalpojamas un automatiskas. Ievērojot gultņa svarīgumu un darbības apstākļus, jāizvēlas tāda ierīce un tāds eļļošanas paņēmiens, kas būtu saimniecisks un dotos apstākļos pietiekoši drošs.

Lai gūtu kaut īsu, bet iespējami skaidrāku pārskatu par eļļošanas ierīču dažādiem izveidojumiem, vislabāk izdarīt vispārēju klasifikaciju. Visas ierīces un paņēmienus varētu sadalīt divās lielās grupās pēc eļļošanas materiala īpašībām. Tās ir:

I. Eļļošana ar šķidru eļļu;

II. Eļļošana ar konsistentiem (cietiem) taukiem.

I. Eļļošana ar šķidru eļļu.

Aplūkosim īsumā vispirms I grupu: eļļošanu ar šķidru eļļu. Šeit savukārt varētu izšķirt 2 apakšgrupas:

1) eļļošanu ar vienreizēju nelielu eļļas daudzumu izmantošanu un

2) eļļošanu ar cirkulējošo eļļu.

Katrā apakšgrupā vēl varētu izšķirt 2 gadijumus:

a) eļļošanu ar atmosferas spiedienu;

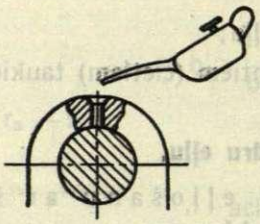
b) eļļošanu ar pārspiedienu.

Eļļošana ar vienreizēju nelielu eļļas daudzumu izmantošanu.

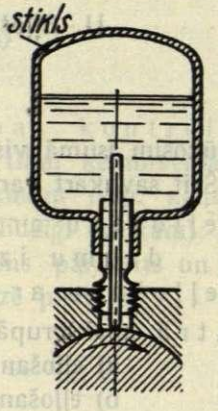
Gadijums 1a. Eļļošana ar vienreizēju nelielu eļļas daudzumu izmantošanu bez pārspiediena ir visvienkāršākais eļļošanas paņēmiens. Šeit eļļu nelielos daudzumos — parasti pilienu veidā, vai laiku pa laikam drusku lielākos daudzumos — pievada gultnim vai vispārīgi patēriņa vietai (virzulim, krustgalvim u. t. t.). Pēc tam eļļa notek vai citādā veidā (piem., ar attvaiku) aiziet projām, nepaliekot gultņa spraugā (resp. patēriņa vietā) un neiekļūstot tajā no jauna (atskaitot gadijumu, kad notecējušo un uzkrāto eļļu pēc iztīrīšanas no jauna izmanto eļļošanai).

Ar tādu, acīmredzot, t r ū c ī g u eļļošanu, saprotams, ļoti retos gadijumos sasniegs stāvokli, kas tuvojas šķidrai berzei. Normali jāapmierinas ar noteiktu pussķidru, gadijumā pat pussausu berzi, it sevišķi periodiskās apkalpošanas apstākļos. Šis paņēmiens ieteicams tādēļ tikai: 1) nesvarīgās vietās, it sevišķi reti iedarbinātos mechanismos (piem., ar roku dzenamos); 2) kur eļļa ātri bojājas un pastāvīgi jāatjauno (piem., virzuļmašinu cilindros) un 3) kur citādu eļļošanu techniski nevar ierīkot.

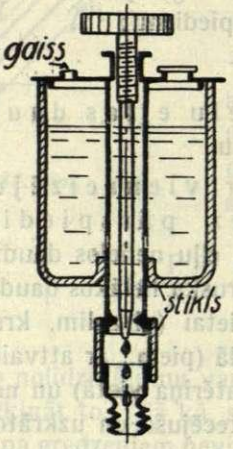
Eļļošanas ierīces šeit ir ļoti dažādas. Visvienkāršākā ir r o k a s k a n n i ņ a (485. zīm.), ar kuru laiku pa laikam ielej eļļu pa gultni izveidotiem caurumiem. Skaidrs, ka šeit ļoti daudz atkarājas no strādnieka uzmanības, un ka eļļošana būs stipri nevienāda; ļoti bieži apstākļi brīžiem tuvosies pussausai berzei.



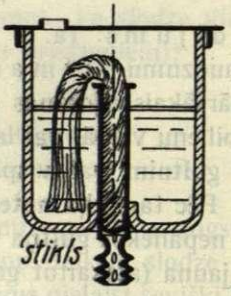
485. zīm.



486. zīm.



487. zīm.



488. zīm.

Vairāk vai mazāk automatisku un konstantu eļļošanas norisi jau labāk nodrošina adatu pilinātāji, kur adata (tērauda vai vara) ar diezgan lielu spēli slēdz eļļas trauka kanalu (486. zīm.). Adatas gals atbalstas uz rēdzes un tās rotacijas radīto satricinājumu dēļ nokrata nelielus eļļas daudzumus caur spraugu. Ierīce darbojas labi tikai ar ļoti tīru, noteiktas viskozitates eļļu. Ja mainas temperatura vai mainam eļļas šķirni, vai arī ierīcē iekļūst netīrumi, tad tā ir diezgan nedroša; bet tādus gadijumus praksē grūti novērst.

Šajā ziņā gandrīz labāki ir pilinātāji ar adatas regulējamu cauruļu, pa kuru eļļa pilieniem nokļūst uz rēdzi. Konstruktivie izveidojumi ir dažādi. Ir vienkāršas ierīces, kur adatu regulē ar skrūves vītnēm (sk. 487. zīm.); ir ērtā, vienkāršā veidā noslēdzamas ierīces mašinas apturēšanas gadijumā u. t. t. Pa stikla lodziņu vai cauruli parasti var novērot eļļas plūdi un skaitīt pilienus.

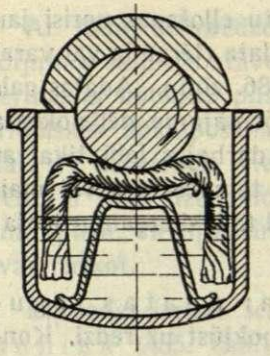
Tālāk eļļošanai var izlietot kapillarspēkus t. s. daktu eļļotājos (sk., piem., 488.zīm.). Neērtība šeit ir tā, ka ierīces darbība stipri atkarājas no temperaturas: zemā temperaturā eļļa paliek par daudz viskoza un vairs neplūst ārā. Arī netīras eļļas gadijumā daktis ātri piekļepē un nefunkcionē.

Šādām ierīcēm tuvi ir t. s. spilvenu eļļotāji, ko lieto, piem., vagonu asu rēdžu eļļošanai. Atspere šeit piespiež vilnas filca spilvenu pie rēdzes, pie kam spilvena apakšējie gali karājas eļļā (sk. 489. zīm.). Liekā eļļa noplūst atpakaļ rezervuarā; mums tā tad šeit zinamā mērā jau ir darīšana ar pārejas stadiju uz īstu cirkulacijas eļļošanu. Rēdzi šeit diezgan bagātīgi apgādā ar eļļu, un tādēļ šis paņēmiens principā daudz izdevīgāks, salīdzinot ar agrāk aplūkotiem.

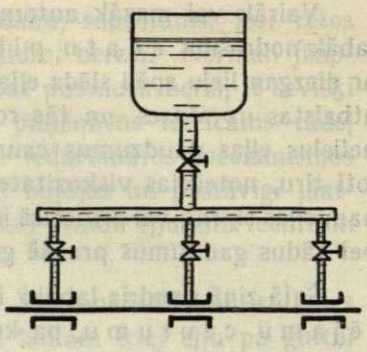
Bez šiem paņēmieniem ir vēl vesela rinda dažādu citu, ko lieto specialos gadijumos — piem., virzuļmašinu technikā — un par kuriem aizrādijumus var gūt attiecīgā specialā literaturā.

Gadijums 1b: Eļļošana, vienreizēji izmantojot eļļu ar pārspiedienu. Šajā gadijumā parasti ierīko t. s. centralizēto eļļošanu, t. i. apgādā gultņus vai vispārīgi patēriņa vietas ar eļļu no vienas vietas pa caurulītēm, ko pēc vajadzības noslēdz vai atver un regulē ar krāniņu palīdzību. Ieteicams ievietot caurulītēs stikla lodziņus resp. stikla cauruļu posmus, lai varētu novērot eļļas piegādi.

Visvienkāršākā gadijumā eļļas piegādātājs var būt pietiekošā augstumā novietots rezervuars (sk. 490. zīm.). Kur vajadzīgi lielāki spiedieni un kur prasa lielāku drošību, tur lieto centralizētus pumpjus. Var lietot vienu lielāku kopēju virzuļa, centrifugal-, skrūvju vai zob-



489. zīm.



490. zīm.

ratu pumpi, kas tad stājas rezervuara vietā. Tāds paņēmiens tomēr vairāk noderīgs cirkulacijas eļļošanai, kur eļļu pievada patēriņa vietām lielākos daudzumos. Šeit, kur katrai vietai jāpievada tikai daži pilieni, lieta būtu diezgan nedroša: ja nejauši kāds gultnis patērētu daudz eļļas, vai kaut kur rastos sūce, tad gandrīz visa eļļa aizietu uz turieni, un pārējie gultņi varētu palikt bez eļļošanas. Jaunākā laikā tādēļ vairāk lieto ierīces ar maziem atsevišķiem virzuļu pumpīšiem katrai patēriņa vietai (t. s. lubrikatorus), kas darbojas ļoti noteikti un droši. Visi šie pumpīši sabūvēti koncentrēti vienā blokā un piedzīti ar vienu vārpstu (Bosch, Friedmann). Tie dabūjami dažādos izveidojumos, dažādam eļļas patēriņu vietu skaitam un sevišķi izplatīti motoru, tvaikmašinu, kompresoru u. t. t. technikā, kur mums ir darīšana ar augstiem spiedieniem, iekšējiem gultņiem u. t. t.

Eļļošana ar cirkulējošu eļļu.

Gadījums 2a. Eļļošana ar cirkulējošu eļļu bez pārspiediena. Cirkulacijas eļļošanas gadījumā eļļu pievada gultnim bagātīgos daudzumos, kas daudzkārt pārsniedz eļļas filmas radīšanai nepieciešamos; ļoti bieži eļļa uzņemas šeit arī siltuma novadītāja vai izlīdzinātāja lomu. Šķidrā berze izdevīgos apstākļos un lietderīgās konstrukcijās šeit bieži vien iespējama.

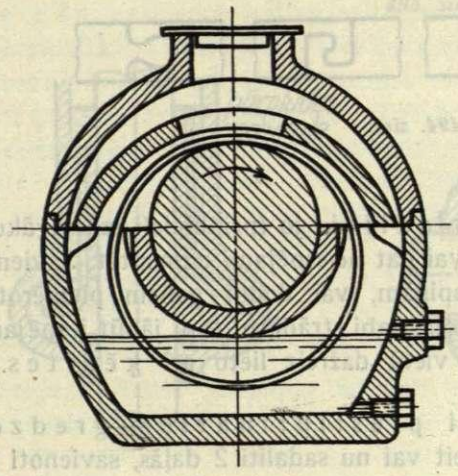
Eļļu, kas izskrējusi caur gultņa spraugu, šeit neaizvada projām, un tā neiet zudumā, kā tas bija agrāk aplūkotos gadījumos ar vienreizēju eļļas izmantošanu, bet tā cirkulē, t. i. atkal un atkal atgriežas atpakaļ gultņa spraugā. Ja tikai parūpējas par pietiekošu gultņa blīvumu, tad eļļas zaudējumi šeit ievērojami mazāki nekā agrāk aplūkotos paņēmienos; līdz ar to atkrīt arī liekā gultņu tīrīšana, fundamentu bojāšana u. t. t.

Ar laiku eļļa gan arī šeit jāatjauno, jo tā oksidējas un paliek netīra, tāpēc ka tajā iekļūst putekļi un metalla daļiņas (dilšanas dēļ). Tādēļ it sevišķi gultņa iestrādāšanas laikā eļļa biežāk jāatjauno; vēlāk pietiek to darīt ik pēc vairāku mēnešu vai pat lielāka starpbrīža atkarībā no apstākļiem. Drošība gultņos ar cirkulacijas eļļošanu arī, acīmredzot, daudz lielāka, jo šeit mums nav darīšanas ar eļļas pievadīšanu niecīgos daudzumos, kur daudz atkarājas no nejaušības.

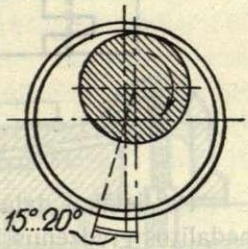
Svarīgākais un technikā droši vien izplatītākais cirkulacijas eļļošanas paņēmiens ir e ļ ļ o š a n a a r g r e d z e n i e m, kas var būt: α) v a ļ ē j i, vai arī β) c i e š i p i e s t i p r i n ā t i pie rēdzes.

α. E ļ ļ o š a n a a r v a ļ ē j i e m g r e d z e n i e m. Uz rēdzes uzmaukti 1...2 gredzeni, kuru caurmēri ir lielāki par rēdzes ∅. Apakšējās gredzenu daļas mirkst eļļā, kas ielieta līdz zinamam līmenim gultņa kārbā izveidotā rezervuarā (491. zīm.). Rēdzei griežoties, berze aizrauj gredzenu (ar mazāku ātrumu) līdzi, un tas pārnes tam pielipušo eļļu uz rēdzes augšējo daļu. Sadalīšanas rievā (vai rievās) eļļu sadala pa gultni aksialā virzienā; pēc tam, kad tā izskrējusi caur spraugu starp gultni un rēdzi, tā notek atpakaļ rezervuarā. Līdz ar to cirkulacijas process noslēgts un var sākties no jauna.

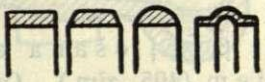
Vaļējie eļļošanas gredzeni ir ļoti izplatīti; normalos apstākļos tie ir arī ļoti laba eļļošanas ierīce. Mazāk noderīga tā ir tur, kur vaļēji gredzeni nespēj piegādāt pietiekošu eļļas daudzumu, un tas būtu galvenokārt:



491. zīm.



492. zīm.



493. zīm.

1) Kur temperatura ir stipri zema; tad eļļa ir ļoti viskoza un gredzeni varētu tajā iestrēgt. Izlīdzēties var dažreiz ar specialām ļoti šķidrām eļļām.

2) Kur rēdzes aploces ātrumi ir ļoti mazi; tad berze var būt par mazu gredzenu iekustināšanai. Saprotams, arī ļoti lieli ātrumi neder, jo tad centrifugalspēki norauj eļļu, iekams tā nokļuvusi uz rēdzes; tas attiecas gan arī uz turpmāk aplūkojamiem cieši piestiprinātiem gredzeniem (pat lielākā mērā).

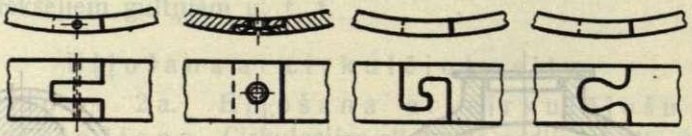
3) Kur mašina strādā ar satricinājumiem; tad gredzens lēkā un berzes spēki to neņem pareizi līdzi.

4) Vertikali vai slīpi nostādītās vārpstas gadijumos.

Rotējot gredzens nostājas slīpi — līdz kādiem 15...20° (sk. 492. zīm.). Tas jāievēro gultņu kārbu konstrukcijās, jo gredzens nekur nedrīkst pieskarties.

Gredzena caurmērs ir apm. (1,3...2) d, kur d ir rēdzes caurmērs. Iegremdēšanas (eļļā) dziļums ir apm. (0,16...0,25) ∅, kur ∅ ir gredzena caurmērs. Tas jāievēro, ierīkojot augšējo caurumu eļļas līmeņa regulēšanai (sk. 491. zīm.). DIN normās gredzenu izmēri (četrstūrainam šķērsgriezumam) normēti.

Gredzenus izveido no dzelzs, misiņa, cinka. Šķērsgriezumi sastopami dažādi (sk. 493. zīm.); visizplatītākais ir četrstūrainais, kaut gan no iespīlēšanās viedokļa izdevīgāks ir trapezveida vai pusapaļais (lieto arī apaļo šķērsgriezumu).



494. zīm.

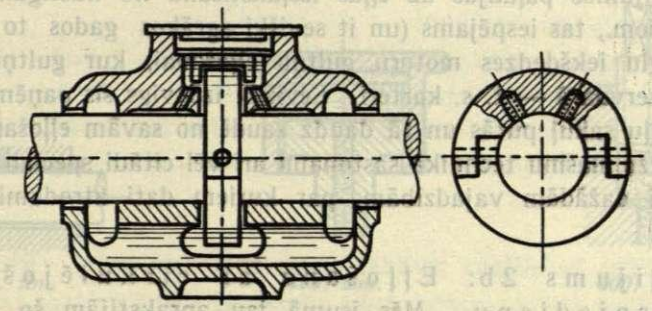
Pa lielākai daļai gredzeni ir dalīti, jo (principiali izdevīgākos) nedalītos gredzenus bieži grūti, vai pat neiespējami uzmontēt. Savienojumus izveido ar skrūvītēm, tapiņām, vai dodot galiem piemērotas formas (sk. 494. zīm.). Lai gredzens labi strādātu, tam jābūt iespējami labāk izbalansētam. Gredzenu vietā dažreiz lieto arī ķēdītes.

β. Eļļošana ar cieši piestiprinātiem gredzeniem (495. zīm.). Gredzeni šeit vai nu sadalīti 2 daļās, savienoti ar skrūvēm vai tapiņām un ar atsperītēm piespiesti pie rēdzes, vai arī

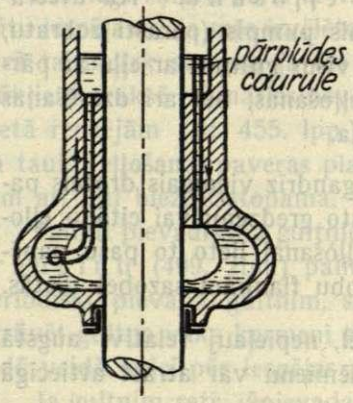
uzmetināti, vai pat kopā izvirpoti ar to. Gredzens šeit griežas ar tādu pašu ātrumu kā vārpsta, un tādēļ šis paņēmiens ir sevišķi noderīgs un arī drošāks, ja aploces ātrumi u nav visai lieli.

Ar gredzenu līdzi aizrauto eļļu augšā nokasa ar specialu noberzēju, kas diezgan cieši aptver gredzenu; tā eļļa sakrājas augšējā sadalīšanas kamerā. No turienes tā pa caurumiem nokļūst sadalīšanas rievā vai pat tieši uz rēdzes virsmu; pēc caurplūšanas pa spraugu tā atkal notek apakšējā kamerā, ar ko cirkulacija nobeigta.

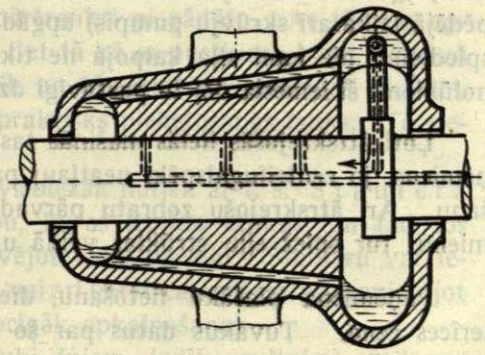
Salīdzinot ar vaļējo gredzenu, cieši piestiprināts gredzens sava lielākā ātruma dēļ ņem līdzi lielākus eļļas daudzumus. Tādēļ ievērojamāku ātrumu gadijumā eļļa sāk viegli putot augšējā kamerā, kas veicina tās ātrāku oksidēšanos un bojāšanos. Otrs trūkums vēl ir tas, ka (parasti) slogotā gultņa apakšējā daļa šeit vidū vājināta (sk. 495. zīm.). Ja gultņa ieliktnis izveidots atsevišķi, tad tas vai nu jādala 2 daļās, vai arī tā konstrukcija jākomplicē, vai beidzot gredzens jānovieto ne visai izdevīgā vietā, proti — gultņa galā.



495. zīm.



496. zīm.



497. zīm.

Pie eļļošanas paņēmieniem ar cirkulējošu eļļu var pieskaitīt arī tos, kas izmanto eļļas cirkulacijas radīšanai centrifugalspēkus. Šo paņēmienu priekšrocība, salīdzinot ar gredzenu eļļošanu ir tā, ka tie noderīgi arī vertikalu rēdžu eļļošanai.

496. un 497. zīm. parādīti daži piemēri: ar Pitot cauruli, kas novada eļļu no rotējošā eļļas gredzena (kas berzes dēļ rodas no rēdzes rotacijas) uz augšu, vai ar smēlēju, kas novada eļļu pa caurumiem līdz spraugai starp gultni un rēdzi. Šajos gadijumos rēdzes vietā var rotēt arī pats gultnis resp. buksa, ko, piem., izlieto Leniksruļļu un brīvskriemeļu konstrukcijās.

Tālāki eļļošanas paņēmieni ar cirkulējošu eļļu ir, piem., 396. lpp. aprakstītais un 441. zīm. uzskicētais paņēmiens ar spiralveida rievu vertikalā rēdzē, kas pastāvīgi padod eļļu no apakšējā rezervuara uz augšu, pa ceļam eļļojot rēdzi. Dažreiz iespējams vienkārši iegremdēt gultni līdz ar rēdzi eļļas rezervuarā. Citos gadijumos paļaujas uz eļļas izšļakstīšanu no kustīgām mašinu daļām. Piem., tas iespējams (un it sevišķi agrākos gados to plaši lietoja) vieglu iekšdedzes motoru gultņu eļļošanai, kur gultņi atrodas slēgtā rezervuarā — t. s. karterī. Sevišķi izdevīgs šis paņēmiens gan nav, jo eļļu sakuļ putās un tā daudz zaudē no savām eļļošanas īpašībām. Virzuļmašinu technikā sastopami arī vēl citādi speciali eļļošanas paņēmieni dažādām vajadzībām, par kuriem dati atrodami specialā literaturā.

Gadijums 2b: Eļļošana ar cirkulējošu eļļu ar pārspiedienu. Mēs īsumā jau aprakstijām šo gadijumu 443. lpp., kad mēs runājām par mākslīgo gultņu dzesēšanu, kā t. s. cirkulacijas jeb skalošanas eļļošanu. Kā atceramies, eļļošana tur bija centralizēta: centrals pumpis (parasti zobratu, pēdējā laikā arī skrūvju pumpis) apgādāja visus gultņus ar eļļu ar pārspiedienu, pie kam eļļa kalpoja ne tikai eļļošanas, bet arī dzesēšanas nolūkiem; šī iemesla dēļ to pastāvīgi dzesēja.

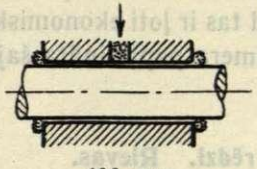
Ļoti ātrskrejošās lielās mašinās tas ir gandrīz vienīgais drošais paņēmiens, jo centrifugalspēki neatļauj parasto gredzenu vai citādu eļļošanu. Arī ātrskrejošu zobratu pārvadu eļļošanai lieto to pašu paņēmienu: tur spiež eļļu strūklas veidā uz zobu flankām sazobes vietās.

Paņēmiena plašāku lietošanu, diemžēl, nepieļauj relativi augstā ierīces cena. Tuvākus datus par šo paņēmienu var atrast attiecīgā specialā literaturā.

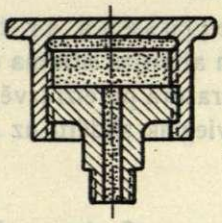
II. Eļļošana ar konsistentiem (cietiem) taukiem.

Jau 446. un 456. lpp. bija minēti gadijumi, kad šķidrās eļļas vietā izdevīgi lietot taukus, proti — lielas un it sevišķi nevienmērīgas slodzes gadijumā vai nelielam ritu skaitam. Citi gadijumi, kur no praktiskā viedokļa vēlams lietot taukus, ir, piem., gultņi putekļainās telpās. Tauki veido gultņa galos spilventiņus (498. zīm.), kas ievērojamā mērā novērš putekļu iekļūšanu gultņa spraugā, tādā veidā to aizsargājot.

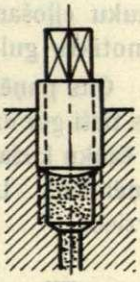
Tālāki gadijumi varētu, piem., būt gultņi, no kuriem nav pielaižama eļļas eventuala izšļakstīšana telpā. Šķidrās eļļas gadijumā tas varētu notikt, ja gultnis paliek neblīvs, vai ja tajā iepildīts par daudz eļļas (kas praksē, diemžēl, pat ļoti bieži notiek), vai arī ja gultņa tuvumā atrodas kāda ierīce, kas rada ventilaciju (sk. turpmāk). Beidzot šeit varētu minēt gultņus, kuros rēdzes kustība ir niecīga vai irregulara, jo tur kārtīga eļļas filma nevar izveidoties.



498. zīm.



499. zīm.



500. zīm.

Sasniegt šķidro berzi ar taukiem praktiski gan būs ļoti grūti. Tas būtu iespējams, ja mēs izvēlētos tādus taukus, kas dotā gultņu temperaturā taisni izkustu, un ja tos nepārtraukti piegādātu. Ar tādiem apstākļiem praksē rēķināties nevar. Bet tā kā ar pussķidro berzi, kā savā vietā redzējām (sk. 455. lpp.), tik un tā ļoti bieži jārēķinas, skaidrs, ka tauku eļļošanai paveras plašs praktisks pielietošanas lauks. Tā tiešām arī ļoti bieži sastopama.

Tauku pievadīšana gultņiem visbiežāk notiek ar t. s. Štaufera trauciņu (499. zīm.) palīdzību, kuros iepilda taukus, un tad tos periodiski pievada gultnim, skrūvējot vāku uz leju. Štauferu var ieskrūvēt gultņa vāka ķermenī tieši, vai arī lietot cauruli starpā, novietojot tādā veidā ierīci pēc iespējas parocīgāk apkalpošanai.

Ja gultnim reti jāpievada tauki (piem., lodīšu gultnim), tad var vienkārši izveidot urbumu gultņa ķermenī vai rēdzē, ar specialu rokas

presi iespiest taukus un aizskrūvēt caurumu ar iegriezni (sk. 500. zīm.). Iegriežņa vietā bieži lieto arī automatiskas noslēgšanas ierīces, piem., lodīti ar atsperīti.

Štauferiem ir tā neērtība, ka gultņu apkalpošanu izdara periodiski; eļļošana tādēļ pilnīgi atkarājas no personala uzmanības. Tas novēršams, lietojot tauku trauciņus ar nepārtrauktu eļļas pievadīšanu. To var izdarīt, lietojot trauciņus ar virzuli, kas slogots ar atsperi vai svaru (sk. 501. zīm.). Lielākām mašīnām vai vairākām patēriņa vietām reizē lieto arī mēchaniski iedarbinātas preses (502. zīm.), kur preses virzuli lēni spiež uz leju ar tarkšķa palīdzību no apkalpotās mašinas grieztā skrūve [Mollerup prese]. Vairākas vietas reizē gan diezgan grūti apgādāt apmierinošā veidā ar taukiem, jo viena vieta parasti patērē vairāk un uz turieni tauki plūst labi, kamēr citas bieži paliek tukšā.

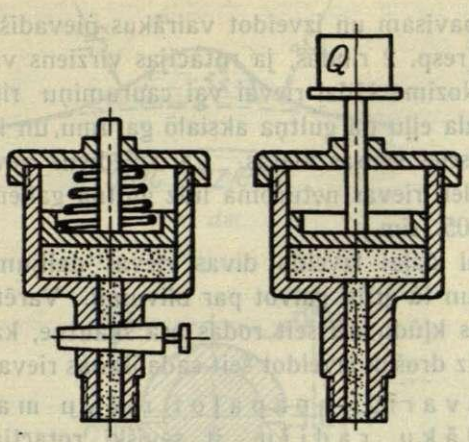
Visas šīs ierīces, saprotams, pēc iztukšošanas jāpiepilda no jauna. Tauku eļļošana tādēļ prasa pastāvīgu uzmanību un pārraudzību, lai nenotiktu gultņu bojājumi.

Cits paņēmiens ir eļļošana ar tauku bloku (503. zīm.), kas tieši guļ uz rēdzes un attīstītā siltuma dēļ pamazām kūst no apakšas. Ja tauku kušanas temperatura pareizi izvēlēta, tad tas ir ļoti ekonomisks paņēmiens. Lai bloks vieglāk slīdētu uz leju, kamera paplašināta šajā virzienā.

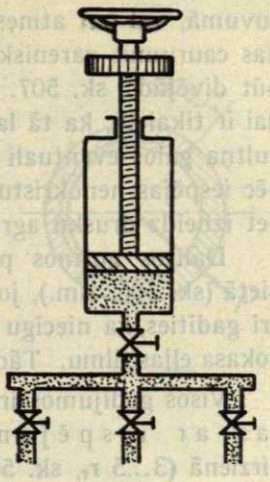
Eļļas sadalīšana spraugā starp gultni un rēdzi. Rievas.

Agrākos laikos varētu teikt tikpat kā visos gultņos izveidoja veselu sistemu rievu (gropu) ar to nolūku, lai eļļa pa tajām pēc iespējas labāk un vieglāk piekļūtu dažādām rēdzes un gultņa virsmas daļām, un lai nekur nevarētu rasties eļļas trūkums. Jaunākā laikā hidrodinamiskās eļļošanas teorijas atziņu dēļ ieskati šajā ziņā diezgan stiprā mērā mainijušies, vismaz par tiem gultņiem, kuros sagaidama šķidrā berze. Jau 423. lpp. mēs īsumā par to runājām: katra liekā rieva spiedienu rajonā nenovēršami rada spiedienu krišanu — praktiski līdz pat nullei. Tādēļ spiedienu diagramma sadalas atsevišķos zaros, kas ir daudz zemāki par netraucēto diagrammu; līdz ar to gultņa nesējspēja stipri samazinas (sk. 504. zīm.).

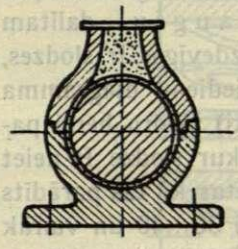
Gultņos, kuros sagaidama šķidrā berze, proti — ātrskrejošos, relativi ne visai stipri slogotos un tādos, kur nenotiek triecieni —, tādēļ eļļošanas rievas vairs neizveido tajā daļā, kur jāizveidojas eļļas filmai un jābūt spiedieniem. Ja, piem., gultnis ir nedalīts, tad ir pareizi izveidot vienīgo garenisko sadalīšanas rievu eļļas pievadīšanas cauruma



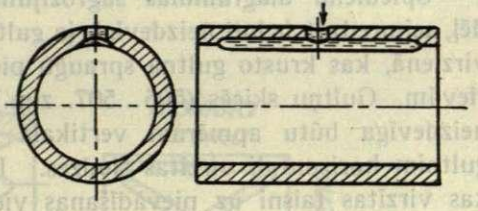
501. zīm.



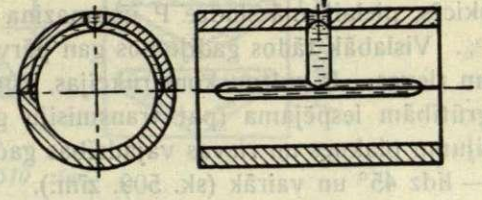
502. zīm.



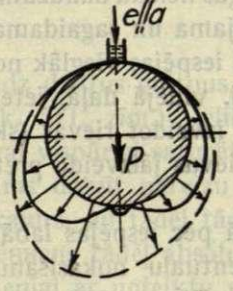
503. zīm.



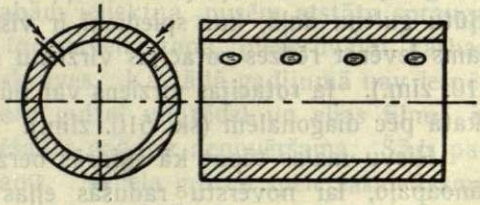
505. zīm.



506. zīm.



504. zīm.



507. zīm.

tuvumā, vai pat atmest rievu pavisam un izveidot vairākus pievadīšanas caurumus gareniskā rindā (resp. 2 rindās, ja rotacijas virziens var būt divējāds, sk. 507. zīm.). Nozīme šādai rievai vai caurumiņu rindai ir tikai tā, ka tā labāk sadala eļļu pa gultņa aksialo garumu, un ka gultņa galos eventuali nevar rasties sausas vietas. Lai spiediens rievā pēc iespējas nenokristu līdz nullei, rievas neturpina līdz gultņa galiem, bet izbeidz drusku agrāk (sk. 505. zīm.).

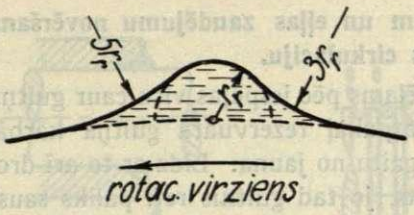
Dalītos gultņos pa lielākai daļai izveido divas rievas dalijuma vietā (sk. 506. zīm.), jo tur tik un tā grūti galvot par blīvumu. Varētu arī gadīties, ka niecīgu montažas kļūdu dēļ šeit rodas asa šķautne, kas nokasa eļļas filmu. Tādēļ gandrīz drošāk izveidot šeit sadalīšanas rievas.

Visos gadijumos ir ļoti svarīgi noapaļot rievu malas ar iespējami lielāku radiju, it sevišķi rotacijas virzienā (3...5 r_r, sk. 508. zīm.), lai nekādā ziņā nenokasītu eļļas filmu un lai radītu iespējami vienmērīgu pāreju uz ķīļveida spraugu.

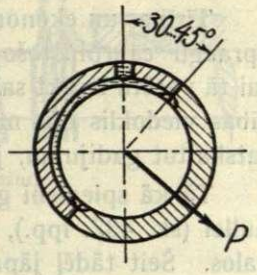
Spiedienu diagrammas sagrozijuma un nesējspējas samazināšanās dēļ, acīmredzot, ir ļoti neizdevīgi, ja gultņa slodze P neiet kaut apmēram virzienā, kas krusto gultņa spraugu pietiekoši tāli nost no sadalīšanas rievām. Gultņu skicēs (505...507. zīm.), piem., nedalītam gultnim ļoti neizdevīga būtu apmēram vertikala slodze uz augšu, dalītam gultnim horizontali virzītas slodzes. It sevišķi neizdevīgas ir slodzes, kas virzītas taisni uz pievadīšanas vietu, jo tad spiedienu diagramma pavisam nespēj attīstīties, un mēs (vismaz teoretiski) šķidro berzi pavisam nevarētu sasniegt. Visos tādos gadijumos, kur slodze P neiet kaut apmēram vertikali uz leju un kur rievas disponētas, kā tas parādīts skicēs, pielaižamā slodze P jāsamazina par minimali 30...40 un vairāk %. Vislabāk tādos gadijumos gan pārvietot gultņu dalijumu plaknes un rievas. Ir gultņu konstrukcijas, kur tāda pārstādīšana līdz 30° bez grūtībām iespējama (pat transmisiju gultņiem). Mašinu gultņos dalijumu plaknes un rievas vajadzības gadijumā pat speciali novieto slīpi, — līdz 45° un vairāk (sk. 509. zīm.).

Eļļas sadalīšanas un pievadīšanas rievas vajadzīgas lielākā daudzumā joprojām visos gultņos, kur šķidrā berze nav iespējama un sagaidama, t. i. gultņu lielākā daļā (sk. 455. lpp.). Lai eļļa pēc iespējas vieglāk nokļūtu gultņu daļā, kur spiedieni ir vislielākie, t. i. vidējā daļā, ieteicams ievērot rēdzes rotacijas virzienu un attiecīgi izveidot rievas (sk. 510. zīm.). Ja rotacijas virziens var būt abējāds, rievas jāizveido pretskatā pēc diagonalēm (sk. 510. zīm.).

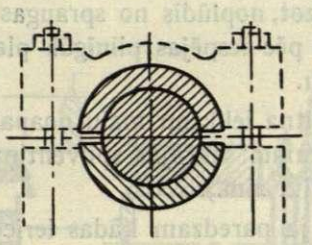
Rievu malas tāpat kā šķidrās berzes gadijumā pēc iespējas labāk jānoapaļo, lai novērstu radušās eļļas filmas eventualu nokasīšanu. Diemžēl, praksē pret šo noteikumu ļoti bieži grēko. Tāpat vēl šad tad



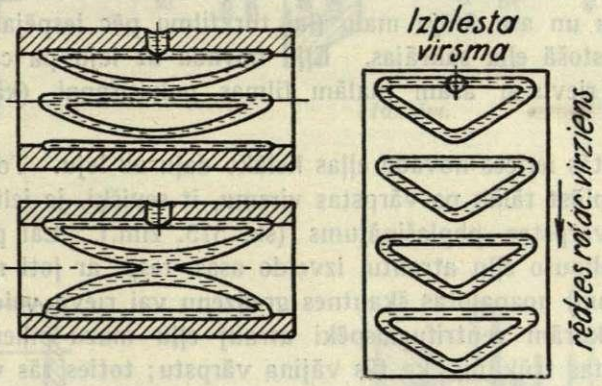
508. zīm.



509. zīm.



511. zīm.



510. zīm.

redz dalītus gultņus, kur starp abām ieliektņa pusēm atstāta sprauga (sk. 511. zīm.); ieliktņa puses tad savelk kopā, pieskrūvējot kārbas (vai vispārīgi saturētājas daļas) skrūves. Ka tādā gadijumā nav iespējams dabūt pareizu spraugu starp gultni un rēdzi un eļļas filmu, ir skaidrs, un tādēļ tāda gultņa ieēšanās gandrīz nenovēršama. Šāds paņēmiens tādēļ absoluti nepielaižams. Neliela gultņa spēle sasniedzama vienīgi ar noteiktu pielāgošanu resp. piestrādāšanu.

Eļļas novadīšana no gultņa ieliktņiem un eļļas zaudējumu novēršana gultņos ar eļļas cirkulaciju.

Tīrības un ekonomijas nolūkos vēlams pēc iespējas visu caur gultņa spraugu caurplūstošo eļļu novadīt atpakaļ rezervuārā gultņa kārbā, lai tā varētu iesākt savu cirkulacijas gaitu no jauna. Līdz ar to arī drošības viedoklis būs maksimali ievērots, jo tad gultnis reti paliks sauss (atskaitot gadijumu, ja bojājas vai ieēdas gredzeni).

Tā kā spiedieni gultņa vidū ir vislielākie un galos parasti krīt līdz nullei (sk. 432. lpp.), tad eļļa, acīmredzot, noplūdīs no spraugas gultņa galos. Šeit tādēļ jāparedz ierīces, kas pēc iespējas pilnīgāk piespiestu eļļu atrauties no rēdzes un krist uz leju.

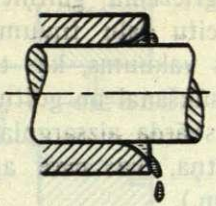
Visvienkāršākais paņēmiens ir gultņa ieliktņu malu noapaļojumi; ieplūstot paplašinājumā, eļļa zaudē ātrumu, sakrājas spilventiņa veidā un diezgan mierīgi notek uz leju (sk. 512. zīm.).

Efektivāk norit eļļas novadīšana, ja paredzam kādas ierīces eļļas filmas nokasīšanai, piem., iefrēzējumu ar asām malām, vai degunu ar asām šķautnēm (sk. 513. zīm.).

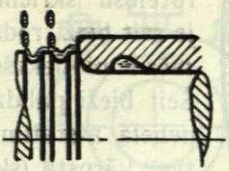
Gultņa ieliktņu galos var arī izveidot cirkularu kanalu ar noapaļotu iekšēju un asu ārēju malu (lai tur filmu pēc iespējas nokasītu), kurā noplūstošā eļļa sakrājas. Eļļu novada uz leju pa caurumu vai arī iefrēzē rievu ar asām malām filmas nokasīšanai (kā agrāk, sk. 514. zīm.).

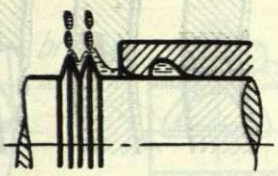
Aprādītās ierīces novada eļļas lielāko daļu uz leju. Tomēr zinams daudzums plūst tālāk pa vārpstas virsmu, it sevišķi, ja ieliktņa galam piegulstas vārpstas paplašinājums (sk. 515. zīm.). Lai pie vārpstas virsmas pielipušo eļļu atrautu, izveido asas resp. ar ļoti mazu radiju (0,1...0,3 mm) noapaļotas šķautnes gredzenu vai rievu veidā (sk. 515. zīm.), no kurām centrifugalspēki atrauj eļļu mazu pilieniņu veidā. Rievām ir tas trūkums, ka tās vājina vārpstu; toties tās var izveidot visur. Gredzeni bieži traucē daļu montažu; bez tam tie ir daudz dārgāki, jo tie jāizvirpo no resnākas vārpstas vai jāuzmetina. Agrāk lietoja arī misiņa, pat gumijas gredzenus. Pēdējie tomēr ātri bojājas no eļļas, ja tie nav izveidoti no specialas gumijas, kas eļļas nebaidas; bez tam tie ne visai droši turas uz vārpstas.

Uz augšu nosviestos eļļas pilienus ieteicams uzķert ar p u s a p l o c ē s a l o c ī t ā m s i l ī t ē m, lai tie pēc iespējas nenokļūtu atpakaļ uz vārpstu. Silītes var taisīt atsevišķi ar labirinta ripām vai atliet kopā ar konstrukciju (sk. 516. zīm.). Turpat redzams, kā var aizsargāties no eļļas izplūšanas pa spraugu starp gultņa kārbu un vārpstu; šeit parādīti samērā vienkārši līdzekļi: ripu labirinti un filca gredzeni.

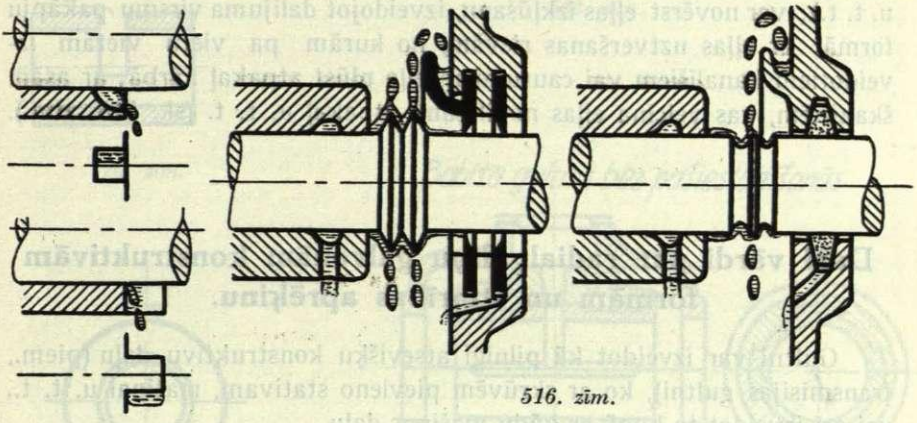


512. zīm.



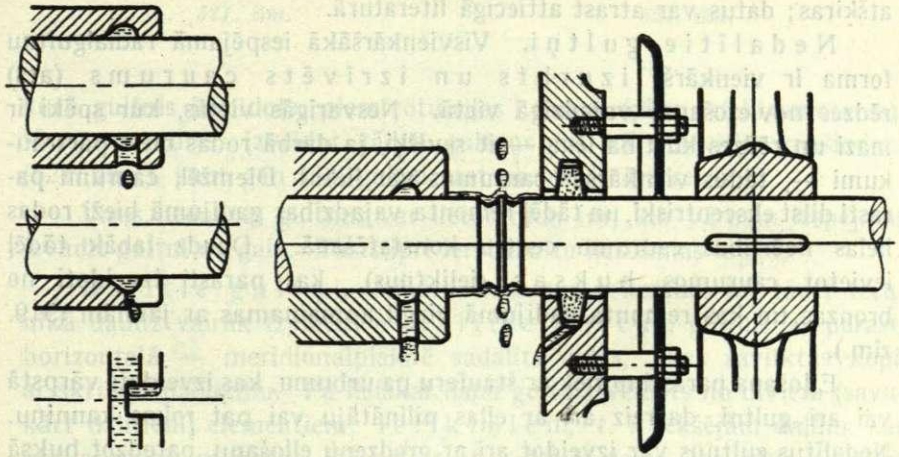


515. zīm.



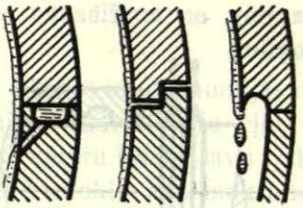
513. zīm.

516. zīm.



514. zīm.

517. zīm.



518. zīm.

Sevišķa vērība piegriežama gultņiem rotējošu skriemeļu vai citu daļu tuvumā, jo šeit bieži rodas neliels vakuums, kas tomēr ir pietiekošs eļļas izsūkšanai no gultņa. Šeit bieži palīdz lielāka skārda aizsargplate nelielā atstatumā no gultņa, kas cieši aptver vārpstu (sk. 517. zīm.).

Eļļas izkļūšanu no kārbu dalijumu vietu spraugām novērš dažādiem līdzekļiem. Var lietot dažādus blīvēšanas materialus (papīru, šellaku u. t. t.); var novērst eļļas izkļūšanu, izveidojot dalijuma virsmu pakāpju formā; ar eļļas uztveršanas rievām, no kurām pa vietu vietām izveidotiem kanalīšiem vai caurumiem eļļa plūst atpakaļ kārbā; ar asām šķautnēm, kas veicina eļļas nopilēšanu atpakaļ u. t. t. (sk. 518. zīm.).

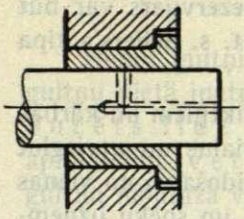
Daži vārdi par radialgultņu galvenām konstruktivām formām un stiprības aprēķinu.

Gultni var izveidot kā pilnīgi atsevišķu konstruktivu daļu (piem., transmisijas gultni), ko ar skrūvēm pievieno stativam, mašinai u. t. t., vai arī izveidot to kopā ar kādu mašinas daļu.

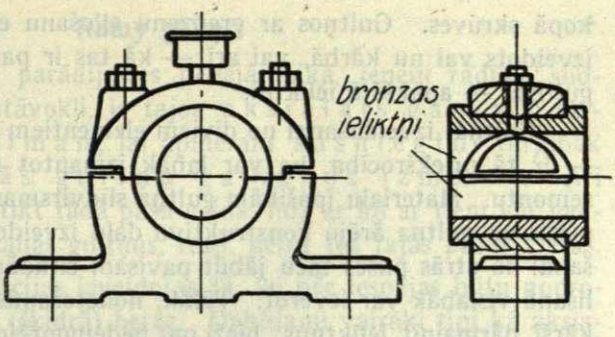
Gultņu konstruktivie izveidojumi ir ļoti dažādi. Šeit dosim tikai ļoti īsus aizrādijumus par vienkāršākām, visparastākām formām. Specialām vajadzībām gultņu izveidojumi dažreiz no tām ievērojami atšķiras; datus var atrast attiecīgā literaturā.

N e d a l ī t i e g u l t ņ i. Visvienkāršākā iespējamā radialgultņu forma ir vienkārši i z u r b t s u n i z r ī v ē t s c a u r u m s (acs) rēdzes novietošanai vajadzīgā vietā. Nesvarīgās vietās, kur spēki ir mazi un rēdzes kustība lēna — it sevišķi, ja darbā rodas bieži pārtraukumi —, tādus vienkāršus caurumus var lietot. Diemžēl, caurumi parasti dilst ekscentriski, un tādēļ remonta vajadzības gadijumā bieži rodas lielas neērtības caurumu centru konstatēšanā. Daudz labāk tādēļ ievietot caurumos b u k s a s (ieliktņus), kas parasti izveidoti no bronzas, un kas remonta gadijumā viegli apmainamas ar jaunām (519. zīm.).

Eļļošana parasti notiek ar štauferu pa urbumu, kas izveidots vārpstā vai arī gultnī, dažreiz arī ar eļļas pilinātāju vai pat rokas kanniņu. Nedalītus gultņus var izveidot arī ar gredzenu eļļošanu, paredzot buksā attiecīgu šķērsrievu gredzena ievietošanai (520. zīm.) un mašindaļā,



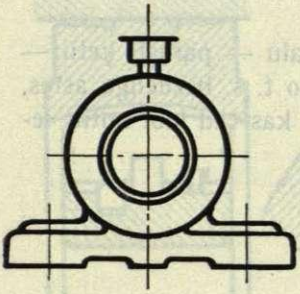
519. zīm.



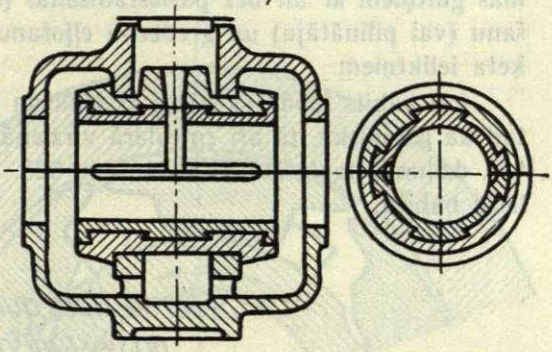
522. zīm.

520. zīm.

Babita gultnis bez pašiestādīšanās.



521. zīm.



523. zīm.

kurā gultnis izveidots, piemērotu eļļas kameru (piem., elektromotoros). Var, saprotams, izveidot tādus gultņus arī kā atsevišķu mašindaļu (521. zīm.), kaut gan tādi gultņi sastopami samērā retāk.

Visus nedalītos gultņus var lietot tikai tur, kur vārpstu iespējams ievadīt gultnī no gala. Tas stipri ierobežo to lietošanas lauku.

D a l ī t i e g u l t ņ i. Minēto trūkumu neuzrāda, un tādēļ tehnikā daudz vairāk izplatīti ir d a l ī t i e g u l t ņ i: gultnis — parasti horizontalā — meridionalplaknē sadalīts daļās, kas savilktas kopā ar skrūvju palīdzību. Pa lielākai daļai gultnis veidots no diviem (savukārt dalītiem) elementiem: i e l i k t ņ i e m, t. i. iekšējām daļām, kas aptver rēdzi, un gultņa k ā r b a s, t. i. ārējās daļas, kas satur ieliktņus kopā un kas dalītos gultņos sastāv no k ā j a s un v ā k a, ko satur

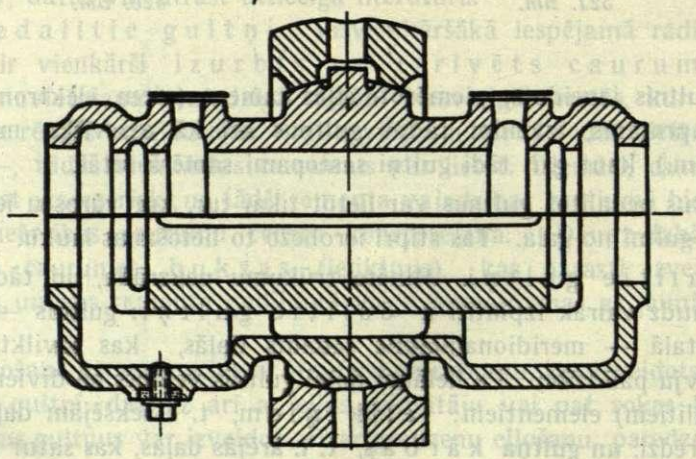
kopā skrūves. Gultņos ar gredzenu eļļošanu eļļas rezervuars var būt izveidots vai nu kārbā, vai arī — kā tas ir parasts t. s. Sellers'a tipa gultņos — apakšējā ieliktnī.

Gultņa izveidošanai no diviem elementiem — ieliktņiem un kārbas — ir tā priekšrocība, ka var labāk izmantot materialus un atvieglot remontu. Materialu īpašībām gultņa slīdvirsmas izveidošanai no vienas puses un gultņa ārējo konstruktivo daļu izveidošanai un spēku uzņemšanai no otrās puses taču jābūt pavisam citādām; to tādā gultņa sadalīšanā vislabāk var ievērot. Tālāk, nolietošanās gadijumā pietiek vienkārši pārmainīt ieliktņus, bieži pat nedemontējot veco kārbu. Tā kā parasti visvairāk dilst apakšējais ieliktnis, tad, piem., Sellers'a tipa gultņos (kur eļļas rezervuars atrodas apakšējā ieliktnī) remonta atvieglošanas dēļ pat sastopamas konstrukcijas ar palīgieliktni apakšējā ieliktnī, kas veido slīdvirsmu un viegli apmainams ar jaunu.

522., 523. un 524. zīmējumos parādītas dažas konstrukciju schemas gultņiem ar un bez pašiestādīšanās (sk. 451. lpp.); ar tauku eļļošanu (vai pilinātāju) un gredzenu eļļošanu; ar bronzas, baltmetalla un ķeta ieliktņiem.

Lai babits labāk saistītos ar ieliktņa materialu — parasti ķetu — tad kā gareniskā, tā arī cirkularā virzienā izveido t. s. bezdelīgu astes, t. i. dziļumā paplašinātas rievas (sk. 523. zīm.), kas tad labi notur ielieto babitu.

Sellersa tipa gultnis ar pašiestādīšanos

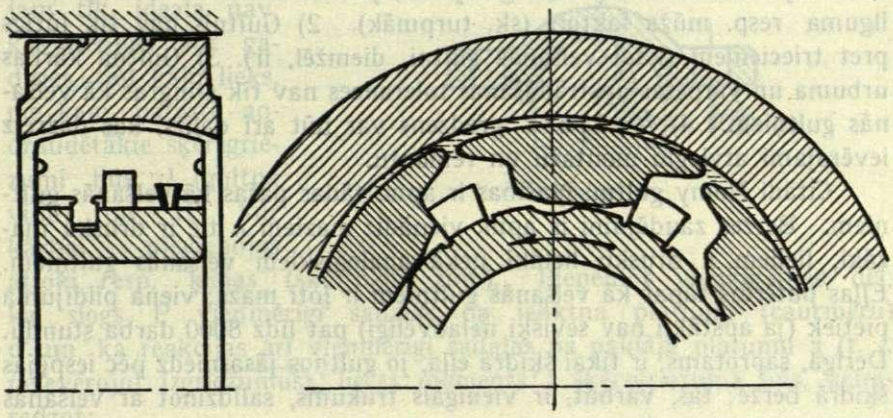


524. zīm.

Nomy gultņi.

Nomy gultņi, kas parādijušies pēdējā laikā, ieņem radialo slīdgultņu vietā īpatnēju stāvokli, jo tajos aksialais garums reducēts līdz minimam, lai apmēram sasniegtu turpmāk aplūkojamo velšanās gultņu galvenos izmērus. Arī gultņu montaža var notikt tādā pašā veidā, līdz ar ko ar tiem var gandrīz visur atvietot velšanās gultņus, resp. lietot tos tajās pašās vietās.

Šo gultņu konstrukcijas izveidotas tā, lai pēc iespējas būtu nodrošināta hidrodinamiskā (šķidrā) berze. Dabūjami vairāki tipi kā aksialai, tā radialai slodzei. No konstruktivā viedokļa mūs šeit visvairāk interesē A tipa radialgultņi, kas uzrāda radikalas konstruktivas pārgrozības, salīdzinot ar parastajiem radialgultņiem tajā ziņā, ka šeit piemērots princips sadalīt slīdvirsmu segmentos, ko jau agrāk ar lieliem panākumiem lietoja aksialgultņu būvē (sk. 412...415. lpp.).



525. zīm.

525. zīm. parādīta šo gultņu konstruktivā schema: uz vārpstas cieši uzbīdīts iekšējais gredzens ar izciļņiem, kas bīda segmentus, piespiežot tos rotēt līdz ar vārpstu. Vidū starp izciļņiem atrodas neliels iefrēzējums, uz kura malām segmenti rotējot atbalstas: rotējot pa kreisi, atbalstpunkts ir labā malā (kā skicē), rotējot pa labi — kreisā malā. Malas izveidotas tādās vietās, lai segmentu atbalstpunkta ekscentricitate būtu apm.: $\frac{e}{L} \cong +0{,}05 \ldots +0{,}1$, kas, kā savā laikā redzējām, ir izdevīgākā vērtība (sk., piem., 414. lpp.). Bez tam gredzenā ir cirku-

lara rieva, kurā ietilpst segmentu attiecīgie izciļņi; ar to gultnim dota iespēja uzņemt arī aksialas slodzes — līdz 10...15% no radialās.

Segmenti ir cirkularā virzienā abpusīgi simmetriski; rotacijas virziens tādēļ lomu nespēlē. Segmenta apakšējā pusē atrodas vēl rieva, kurā ievietota segmentu sistemas noturierīce, kas spēlē apm. tādu pašu lomu kā būrītis velšanās gultņos. Tā satur segmentus kopā, lai tie nenokristu, ja ārējais gredzens noņemts vai izgriezts no sava pareizā stāvokļa un tāpat notur segmentus lēnā rotacijā pareizās vietās. Segmenta ārējā virsma ir sferiska; saprotams, tāpat izveidota arī korrespondējošā ārējā gredzena slīdvirsma. Ar to garantēta automatiska gultņa pašiestādīšanās neatkarīgi no vārpstas ass stāvokļa, kā arī aksialās slodzes uzņemšana. Ārējā gredzena ārējā virsma ir cilindriska un ievietojama gultņa urbumā kā ikkatrs velšanās gultnis; ir tomēr dabūjami arī gultņi ar d a l ī t i e m ārējiem gredzeniem.

Salīdzinot ar turpmāk aplūkojamiem velšanās gultņiem, Nomy gultņiem ir dažas svarīgas priekšrocības: 1) lielāka pielaižamā slodze, it sevišķi lielāku ritu skaitu gadijumā, jo šeit atkrīt t. s. kalpošanas ilguma resp. mūža faktors (sk. turpmāk). 2) Gultnis nav tik jūtīgs pret triecieniem (kādi velšanās gultņi, diemžēl, ir). 3) Gultņa kārbas urbuma un vārpstas apstrādāšanas tolerances nav tik stingras kā velšanās gultņiem. 4) Ā r ē j a i s gredzens var būt arī dalīts, kas dažreiz ievērojami atvieglo montažu un remontu.

Citādi Nomy gultņu īpašības ir apm. tādas pašas kā velšanās gultņiem. Berzes zaudējumi ir apm. vienādi; maziem *n* tie ir drusku mazāki, lieliem *n* drusku lielāki nekā analoģiskiem velšanās gultņiem. Eļļas patēriņš tāpat kā velšanās gultņiem ir ļoti mazs; viena pildijuma pietiek (ja apstākļi nav sevišķi nelabvēlīgi) pat līdz 8000 darba stundu. Derīga, saprotams, ir tikai šķidrā eļļa, jo gultņos jāsasniedz pēc iespējas šķidrā berze; tas, varbūt, ir vienīgais trūkums, salīdzinot ar velšanās gultņiem, kur var lietot arī konsistentus taukus.

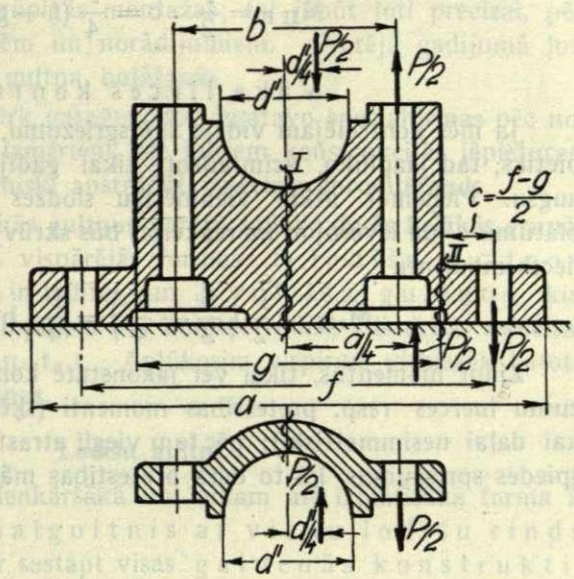
Gultņa stiprības kontrole.

Šeit galvenokārt krīt svarā tās daļas, kuru uzdevums ir savienot visas gultņa daļas kopā un pārnest spēkus uz stativu, mašinu u. t. t. Jākontrolē tādēļ gultņa kāja (resp. apakšējā daļa), vāks un savienotājas skrūves, kā arī skrūves, ar kurām gultni piestiprina pie mašinas vai stativa.

Par skrūvju kontroli šeit nekas jauns nav sakams: zinot gultņa slodzi P un skrūvju skaitu, tās kontrolē tā, kā savā laikā aplūkots skrūvju nodaļā. Kārbas daļu — kājas un vāka — tuvīno kontroli izdara liecei visvairāk apdraudētos šķērsgriezumos (sk. 526. zīm.).

Kājas lieces kontrole.

Ja spēks P iet uz leju un gultnis labi piegulstas paklājam, tad gultnis ir maz apdraudēts. Kā skice rāda, paklājs uzņems tādā gadijumā spēku P kājas vidējā daļā. Konstrukcijās to, saprotams, arī cenšas sasniegt un labākas piegulšanās dēļ bieži izgriež tās pieguļvirsmu daļas, kurās nav sagaidami lielāki spiedieni; līdz ar to samazina arī apstrādāšanas darbu. Ja piegulšanās paklājam tik ideala nav, kas vienmēr var gadīties, tad kāju lieks, pie kam parasti apdraudētākie šķērsgriezumi būs I (gultņa vidū) un II, kur kārbai pievienojas atloki resp. ķepas (sk. 526. zīm.). Pieņemot vienkāršības dēļ, ka slogs P vienmērīgi sadalas pa ieliktņa platumu (caurmēru) d′ un ka reakcijas arī vienmērīgi sadalas pa paklāja platumu a (t. i. neievērojot izgriezumus), lieces moments I šķērsgriezumā būs, acīmredzot:



526. zīm.

$$M_{IA} = \frac{P}{2}\left(\frac{a}{4} - \frac{d'}{4}\right) = \frac{P}{8}(a - d'). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (97a)$$

Ja spēks P iet uz augšu, to pārnes uz kāju ar savienotājām skrūvēm. Reakcijas rodas no skrūvēm, kas piestiprina kāju pie paklāja. Dabūjam tādā gadijumā momentu I šķērsgriezumā:

$$M_{IB} = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2}\right) = \frac{P}{4}(l - b). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (97b)$$

II šķērsgriezumā, — ja spēks P iet uz leju un mēs atkal pieņemam vienmērīgu spiedienu sadalijumu pa paklāju —, moments būs (sk. 526. zīm.):

$$M_{\text{II A}} = \frac{P\,(a-g)}{2\,.\,a} \cdot \frac{a-g}{4} = \frac{P(a-g)^2}{8a} \quad . \; . \; . \quad (98a)$$

Ja spēks iet uz augšu, moments būs, acīmredzot:

$$M_{\text{II B}} = \frac{P}{2} \cdot c = \frac{P}{4}(f-g) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (98b)$$

Vāka lieces kontrole.

Ja mēs kontrolējam vidējo šķērsgriezumu, ar ko pa lielākai daļai pietiks, tad jāaplūko, acīmredzot, tikai gadijums, kad slodze iet uz augšu. Pieņemot atkal vienmērīgu slodzes sadalijumu pa ieliktņa platumu d' un ievērojot, ka reakcijas būs skrūvju vietās, mēs dabūjam lieces momentu:

$$M_{\text{vīd}} = \frac{P}{2}\left(\frac{b}{2} - \frac{d'}{4}\right) = \frac{P}{4}\left(b - \frac{d'}{2}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (99)$$

Zinot momentus, tikai vēl jākonstatē kontrolei izvēlēto šķērsgriezumu inerces resp. pretestības momenti (šķērsgriezumi būs pa lielākai daļai nesimmetriski); pēc tam viegli atrast maksimalos stiepes un spiedes spriegumus, kā to dara pretestības mācībā.

Velšanās gultņi.

Kā jau savā vietā (sk. 376. lpp.) bija teikts, velšanās gultņos rēdzes īstā vārda nozīmē parasti nav. Normalā radialgultņa konstrukcijā uz vārpstu vajadzīgā vietā uzvelk gredzenu, gultņa kārbas urbumā ievieto otru gredzenu, un starp abiem gredzeniem ievieto vairākus velšanās ķermenīšus: lodītes, cilindrīšus, konus u. t. t., kas gultņa darbības laikā noveļas pa gredzeniem.

Slīdes berze šeit gandrīz pilnīgi atvietota ar rites berzi, kas parastajos apstākļos saistīts ar vairākām priekšrocībām, salīdzinot ar slīdgultņiem pussķidrās berzes gadijumā, proti: 1) pretestība pat neliela ātruma gadijumā ir relativi ļoti maza (ja tikai montaža bija pareiza); tādēļ mechanismi viegli iekustinami (kas, piem., svarīgs automobiļos, velosipedos u. t. t.). 2) Eļļas, resp. tauku patēriņš ir samērā ļoti mazs. 3) Pareizās montažas gadijumā dilšana ir ļoti maza. 4) Gultņu konstruktivais garums ir ļoti mazs, salīdzinot ar slīdgultni (izņemot 483. lpp. aplūkotos Nomy gultņus).

Velšanās gultņu trūkumi ir: 1) velšanās — it sevišķi lodīšu tipa — gultņi maz noderīgi triecienveida slodžu uzņemšanai sava trausluma dēļ. 2) Gandrīz visas velšanās gultņu konstrukcijas jāizveido

nedalītas, kas rada dažreiz lielas montažas neērtības. Tos var tikai tur lietot, kur vārpsta atļauj uzvilkt tos no gala. 3) Kaut drusku izdilušā gultnī troksnis daudz lielāks nekā slīdgultnī. 4) Ja gultnī iekļūst putekļi vai netīrumi, tas ātri bojājas. 5) Gultņa darbība lielā mērā atkarīga no pareizās un rūpīgās montažas; tai jābūt ļoti precizai, pēc fabriku dotām tolerancēm un norādījumiem. Pretējā gadījumā ļoti īsā laikā nenovēršama gultņa bojāšanās.

Velšanās gultņus pērk gatavus; tos izgatavo specialfirmas pēc noteiktiem normalizētiem izmēriem, pie kuriem konstrukcijās jāpieturas. Gultņu materials ir termiski apstrādāts specials chromtērauds.

Ērtības labad velšanās gultņus varētu sadalīt divās lielākās grupās pēc velšanās ķermenīšu vispārējās formas: 1) lodīšu gultņos, kur velšanās ķermenīši ir lodītes, un 2) rullīšu gultņos, kur velšanās ķermenīši ir cilindriski vai koniski rullīši, cilindriski salocītas spiralatsperītes, adatas u. t. t. Aplūkosim vispirms visbiežāk lietoto 1. grupu — lodīšu gultņus.

Lodīšu gultņi.

Lodīšu gultņa visvienkāršākā un laikam arī izplatītākā forma ir vienkāršais radialgultnis ar vienu lodīšu rindu (sk. 527. zīm.). Tur var sastapt visas galvenās konstruktīvās daļas, ar kurām mums ir darīšana gandrīz ikkatrā velšanās gultnī. Tās būtu:

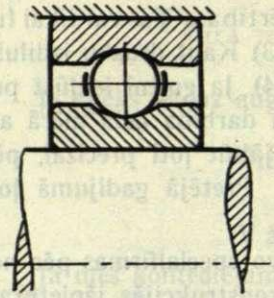
1) ārējais gredzens, ko ievieto gultņa kārbas (resp. attiecīgās mašindaļas) urbumā, un uz kura iekšējās virsmas atrodas cirkulara rieva lodīšu ievietošanai;

2) iekšējais gredzens, ko uzvelk uz vārpstas, un uz kura ārējās virsmas atrodas ārējā gredzena rievai korrespondējošā otrā cirkularā rieva lodītēm;

3) lodītes, kas noveļas pa ārējā un iekšējā gredzena rievu virsmām vārpstai rotējot, un

4) būrītis ar ligzdiņām lodīšu noturēšanai pareizos savstarpējos atstatumos, lai tās nesaskartos (tas radītu samērā ātru lodīšu dilšanu, jo lodīšu relativais ātrums saskarpunktos ir apmēram divreiz tik liels kā lodītes centra aploces ātrums).

Tā kā lodīšu un būrīša saskaršanās nav novēršama, tad izveido būrīti no mīkstāka materiala — bronzas, misiņa, dzelzs —, lai tas, bet ne lodītes diltu. Būrīša konstruktivie izveidojumi ir dažādi: sastopami no skārda štancēti un attiecīgi izlocīti būrīši, urbti būrīši u. t. t.



527. zīm.

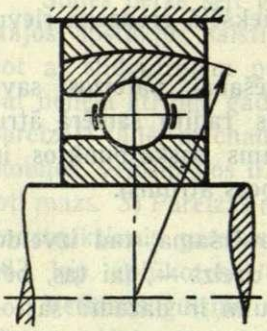
428. zīm.

No dilšanas viedokļa neizdevīgas ir tādas būrīšu konstrukcijas, kur saskaršanās starp lodīti un būrīti notiek lodītes lielākā ātruma vietā, t. i. ja būrīša sienas atrodas (cirkulārā virzienā) starp lodītēm (sk. 528. zīm.). Daudz izdevīgākas ir konstrukcijas, kur saskaršanās notiek sānos, jo tur lodītes aploces ātrums ir mazs.

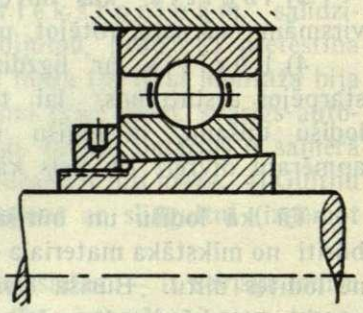
Dažās gultņu konstrukcijās (vienkāršā lodīšu gultnī gan nē) būrītis atvieglo arī gultņa izārdīšanu, jo satur visus velšanās ķermenīšus kopā.

Lodīšu radialgultņu veidi.

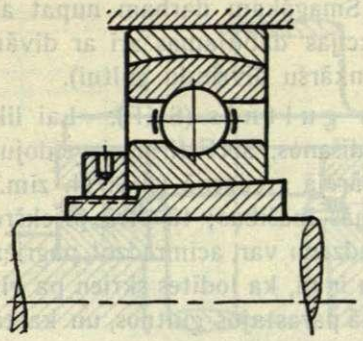
1) Vienkāršais vienrindu gultnis, ko nupat aplūkojām (527. zīm.), ne visai izdevīgs tajā ziņā, ka urbuma un vārpstas asu neparallelitates gadijumā (ar kādu praksē bieži jārēķinas, piem., transmisijas gadijumā) lodītes vairs nevar pareizi skriet rievās, un tādēļ gultnis ātri iet bojā. Šo trūkumu var novērst ar



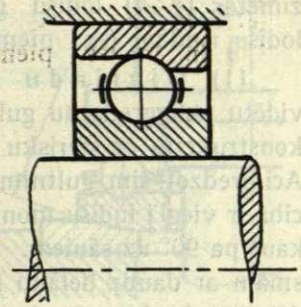
529. zīm.



530. zīm.



431. zīm.

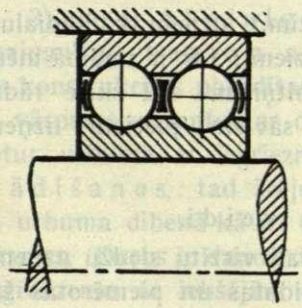


432. zīm.

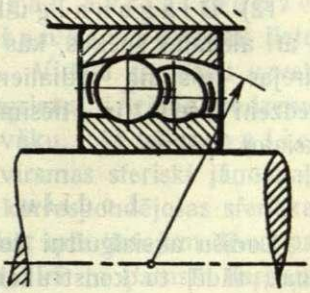
2) vienrindas gultni ar pašiestādīšanos (sk. 529. zīm.), kurā ārējais gredzens izveidots ar sferisku virsmu un ievietots otrā palīggredzenā, ko normalā kārtā ievieto gultņa urbumā.

3) un 4) Vienrindu gultņi ar šķeltu konisku čaulu bez un ar pašiestādīšanos (530. un 531. zīm.) ļoti ērti tur, kur gultnis ļoti tāli jābīda pa vārpstu (piem., transmisijās), vai arī vispārīgi tur, kur vārpstu nevar apstrādāt tik noteikti, kā tas prasīts (sk. 487. lpp.). Šeit iekšējā gredzena iekšējā virsma ir koniska; iekšējais gredzens aptver gareniski šķeltā tukšā kona ārējo virsmu. Kons aptver vārpstu un cieši tai pievelkams ar uzgriezni.

5) Pleca gultnis (532. zīm.) viegli atļauj izmontēt lodītes kopā ar būrīti, kas līdz šim aplūkotās konstrukcijās nebija iespējams. Toties tas var uzņemt nelielus aksialspēkus tikai vienā virzienā, jo ārējā gredzenā rieva ir paplašināta līdz vienai gredzena malai.



533. zīm.



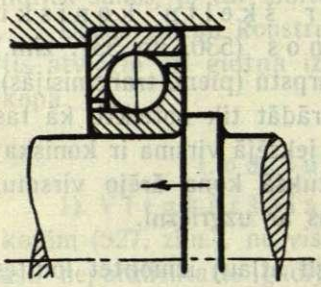
534. zīm.

6)...10) Divrindu gultņi. Smagākam darbam nupat atzīmētās 1)...4) lodīšu gultņu konstrukcijas dabūjamas arī ar divām lodīšu rindām (sk., piem., 533. zīm. vienkāršu divrindu gultni).

11) Divrindu svārstīgais gultnis (SKF). Lai likvidētu palīggredzenu gultņos ar pašiestādīšanos, SKF firma izveidojusi konstrukciju ar sferisku iekšēju virsmu ārējā gredzenā (sk. 534. zīm.). Acīmredzot, šim gultnim ir pašiestādīšanās īpašības; tā otrā priekšrocība ir vieglā lodīšu montaža, jo ārējo gredzenu var, acīmredzot, pagriezt kaut pa 90° uz sāniem. Neliela neērtība ir tā, ka lodītes skrien pa virsmām ar daudz lielāku lieces radiju nekā parastajos gultņos, un ka tādēļ gultnim ir nedaudz mazāka nesējspēja (vismaz teoretiski, sk. turpmāk).

Savu priekšrocību dēļ patlaban šis gultņu tips gandrīz pilnīgi atvietojis visus citus divrindu un vienrindu gultņus ar pašiestādīšanos.

Visās divrindu konstrukcijās lodītes var novietot vai nu blakus, vai arī pārmijus.



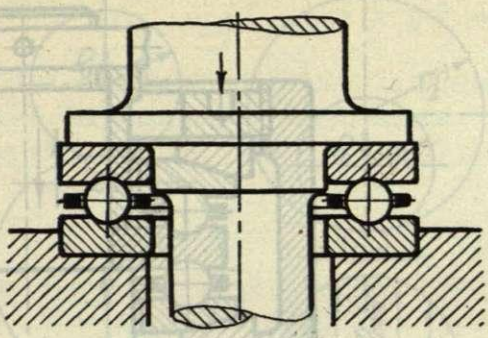
535. zīm.

Visas līdz šim aplūkotās konstrukcijas domātas galvenokārt tikai šķērsspēku uzņemšanai. Nelielus aksialspēkus šie gultņi var gan arī uzņemt, jo lodītes skrien rievās (pleca gultnī aksialspēks var iet tikai vienā virzienā). Tādēļ šādus gultņus ar speciali padziļinātām rievām lielāku aksialspēku uzņemšanai pēdējā laikā pieņemts saukt arī par „radiaksgultņiem". Ja aksialspēki ir lielāki, it sevišķi, ja tie iedarbojas pastāvīgi, bet ne nejauši, tad jālieto speciali aksialgultņi, vai arī diagonalgultņi, kas gan — izņemot velosipedu techniku — sastopami ne visai bieži.

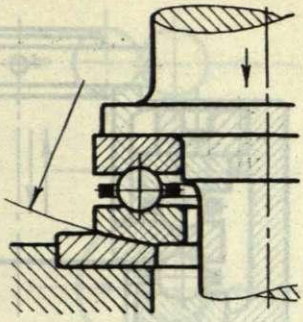
12) Diagonalgultnis (sk. 535. zīm.) uzņem kā radialus, tā arī aksialus spēkus, kas darbojas vienā virzienā; tas ir zināmā mērā pārejas tips no radialiem uz aksialiem gultņiem. Kā skice rāda, gredzeni šeit ir nesimmetriski un ar saviem pleciem uzņem aksialos spēkus.

Lodīšu aksialgultņu veidi.

Lodīšu aksialgultņi domāti tikai aksiali virzītu slodžu uzņemšanai; tādēļ to konstrukcijas attiecīgi pārveidotas un piemērotas šai prasībai. Principiali mums šeit ir tās pašas galvenās daļas kā radial-



536. zīm.



537. zīm.

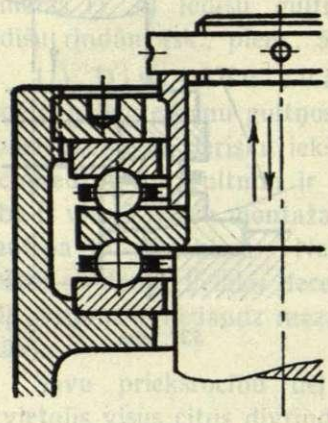
gultņos, kā tas būs skaidrs no tūliņ aplūkojamā visvienkāršākā aksialgultņa veida uzbūves.

1) Vienkāršs aksialgultnis vienpusīgi virzīzītai slodzei (sk. 536. zīm.). Šeit mums ir augšējais gredzens, ko uzvelk uz vārpstas (tas spēlē radialgultņa iekšējā gredzena lomu), tālāk apakšējais gredzens, kas atbalstas uz paklāja (tas spēlē radialgultņa ārējā gredzena lomu), un beidzot lodītes, ko satur kopā ar būrīša palīdzību. Rievas atrodas šeit, saprotams, gredzenu transversalvirsmās.

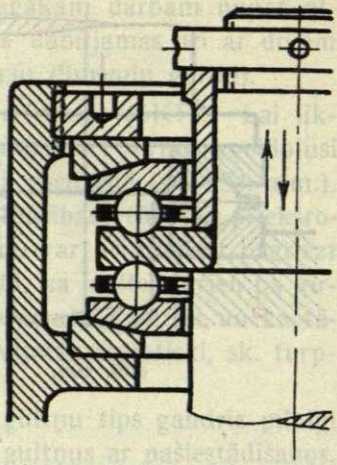
Šā gultņa trūkumu, — ka tas strādā nepareizi un ātri bojājas, ja paklāja virsma nav noteikti perpendikulara vārpstas asij —, analoģiski radialgultņiem var novērst ar:

2) Tādu pašu gultni ar pašiestādīšanos (sk. 537. zīm.), izveidojot apakšējo gredzenu ar apakšēju sferisku virsmu un ievietojot to attiecīgi izveidotā urbumā vai — vēl vienkāršāk — lietojot palīggredzenu ar korrespondējošu augšēju sferisku virsmu (kā skicē), kas atļauj izveidot urbumu ar plakanu dibenu.

3) un 4) Aksialgultņi abpusīgai aksialslodzei (maiņgultņi) bez un ar pašiestādīšanos. Visvairāk lietotās konstrukcijas parādītas 538. un 539. zīm. Vidējo gredzenu uzvelk uz vārpstas un notur ar distancbuksu un uzgriezni. Ārējos gredzenus notur urbumā ar iegriezni vai pieskrūvētu vāku. Ja vēlas pašiestādīšanos, tad ārējo gredzenu ārējās virsmas sferiski jānoapaļo un urbuma dibenā kā arī iegriezni jāizveido korrespondējošas sferiskas virsmas. Darbs ir daudz vienkāršāks, ja arī šeit mēs lietojam divus palīggredzenus ar iekšējām sferiskām virsmām, kā to parasti dara un kā tas parādīts skicē (539. zīm.).



538. zīm.



539. zīm.

Bez minētām konstrukcijām sastopami vēl citādi radial- un aksialgultņu izveidojumi, kaut gan samērā retāk. Tādēļ tos šeit neaplūkosim.

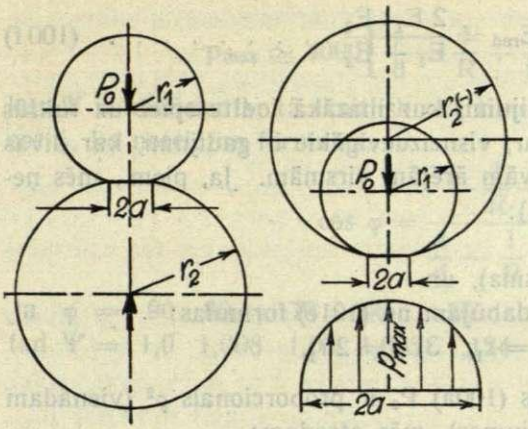
Īss pārskats par lodīšu gultņu teoriju un aprēķiniem.

Jautājumu par spriegumiem ķermeņos ar noapaļotām virsmām, kas teoretiski saskaras vienā punktā un ko saspiež kopā spēks P_o, izpētija Hertz's (1894. g.). Viņa pētijumu secinājumus Stribeck's un citi (jaunākā laikā galvenokārt velšanās gultņu firmu koncernu laboratorijās) eksperimentali apstiprināja un papildināja. Šo darbu rezultats ir modernie velšanās gultņu konstruktivie izveidojumi, kuru pirmsākums meklējams laikam jau sirmā senatnē, galvenā kārtā transportlīdzekļu technikā.

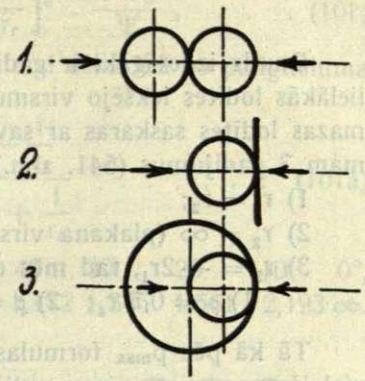
Hertz'a teoretisko pētijumu secinājumi īsumā ir šādi.

Ja mēs saspiežam divas elastīgas lodītes ar centrali virzītu spēku P_o, tad lodīšu deformacijas dēļ punkta pieskares mums nav; pieskare notiek pa nelielu apaļu laukumiņu ar caurmēru 2a (540. zīm.). Normalie spriegumi sadalas pēc pussferas likuma ar maksimalo vērtību p_{max} vidū; bīdes spriegumi sadalas otrādi: τ_{max} būs laukuma malā. Lodīšu centri elastīgās deformacijas dēļ tuvojas pa atstatumu δ.

Visus šos lielumus var teoretiski aprēķināt, ja zina lodīšu radijus r_1 un r_2, lodīšu materiala elastības modulu E (resp. E_1 un E_2, ja lodīšu materiali ir dažādi) un spēku P_o, kas (centrali) saspiež lodītes. Galvenie mums interesantie Hertz'a pētijumu rezultati ir šādi:



540. zīm.



541. zīm.

$$p_{max} \cong 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{P_0 E^2}{\rho^2}}, \quad \ldots\ldots \quad (100a)$$

resp. $P_0 = \text{const} \cdot p^3_{max}$;

$$\tau_{max} \cong 0{,}266\ p_{max} \quad \ldots\ldots \quad (100b)$$

$$a \cong 1{,}1 \sqrt[3]{\frac{P_0 \cdot \rho}{E}} \quad \ldots\ldots \quad (100c)$$

$$\delta \cong 1{,}23 \sqrt[3]{\frac{P_0^2}{E^2 \cdot \rho}}, \quad \ldots\ldots \quad (100d)$$

resp. $\frac{P_0^2}{\delta^3} = \text{const}.$

Šajās formulās ρ ir t. s. reducētais lieces radijs, kas noteicams no:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}, \quad \ldots\ldots \quad (100e)$$

kur (—) zīme attiecas uz gadijumu, kad 1. lodīte (ar r_1) ar savu ārējo virsmu spiež uz tukšās 2. lodītes (ar r_2) iekšējo virsmu (sk. 540. zīm.).

Gadijumā, ja lodīšu materiali ir nevienādi, E vietā formulās ievietojams t. s. „reducētais elastības moduls" E_{red}, kas noteicams no nolīdzinājuma:

$$E_{red} = \frac{2\,E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (100\,f)$$

Daudz izdevīgāki ir gadijumi, kur mazākā lodīte spiež uz tukšās lielākās lodītes iekšējo virsmu; visneizdevīgākie ir gadijumi, kur divas mazas lodītes saskaras ar savām ārējām virsmām. Ja, piem., mēs ņemam 3 gadijumus (541. zīm.):

1) $r_1 = r_2$;
2) $r_2 = \infty$ (plakana virsma), un
3) $r_2 = -2r_1$, tad mēs dabūjam no (101e) formulas:
   1) $\rho = 0{,}5\ r_1$; 2) $\rho = r_1$; 3) $\rho = 2\ r_1$.

Tā kā pēc p_{max} formulas (100a) P_o ir proporcionals ρ^2 (vienādam pielaižamam p_{max} visos gadijumos), mēs atrodam:

$$P_{o1} : P_{o2} : P_{o3} = 1 : 4 : 16.$$

Vēl labākus rezultatus mēs iegūtu, ja mēs tālāk samazinātu tukšās otrās lodes radiju. Teoretiski izdevīgākais robežgadijums ir: $r_2 = -r_1$ (lodīte ietilpst tikpat lielā tukšā lodē); tad $\rho = \infty$, un līdz ar to teoretiski ikkatram P_o mēs dabūtu $p_{max} = 0$.

(100a) formula: $P_o = \text{const.}\ p^3_{max}$ tālāk rāda, kādu milzīgu lomu spēlē materiala īpašības resp. pielaižamais p_{max}. Lai varētu iegūt iespējami lielāku slodzi P_o, vēlami materiali ar iespējami lielākiem p_{max}. Tas arī ir galvenais iemesls, kādēļ lodīšu gultņu būvē lieto ļoti labas specialas chromtērauda šķirnes.

Faktiskos lodīšu gultņos apstākļi ir drusku komplicētāki nekā 2 lodīšu saskaršanās gadijumā. Piem., radialgultnī ar parastajām rievām (542. zīm.) mums viens ķermenis ir lodīte ar caurmēru d, otrs turpretim ir gredzena rieva ar 2 galveniem izliekuma radijiem: ārējā gredzenā viens ir rievas noapaļojuma radijs r_{ra}, otrs rievas vidējā transversalgriezuma radijs R_a. Kā vienā tā otrā virzienā lodīte šeit spiež itin kā uz iekšējām (konkavām) virsmām. Iekšējā gredzenā rievas noapaļojuma radijs r_{rl} arī itin kā veido konkavu virsmu; turpretim transversalgriezuma radijs R_l veido itin kā konveksu (ārēju) virsmu, un tādēļ iekšējā gredzenā apstākļi ir vispārīgi neizdevīgāki. To var zināmā mērā kompensēt, samazinot r_{rl}; Stribeck's savā laikā ieteica ņemt $r_{ra} = r_{rl} \cong 0{,}67\ d$; bet lai uzlabotu spriegumu apstākļus, varētu varbūt iet pat līdz $r_{rl} \cong 0{,}52\ d$ un $r_{ra} \cong 0{,}56\ d$. Pielaist mazākus r_r būtu grūti; tad lodīte saskartos ar gredzeniem eventuali ne tikai vien rievu augšējos punktos, kā tas vēlams.

Šī gadijuma teoretiskā izpētīšana dod šādu formulu tērauda lodītēm un gredzeniem (ar $E = 2150000\ kg/cm^2$ un $m = 10/3$):

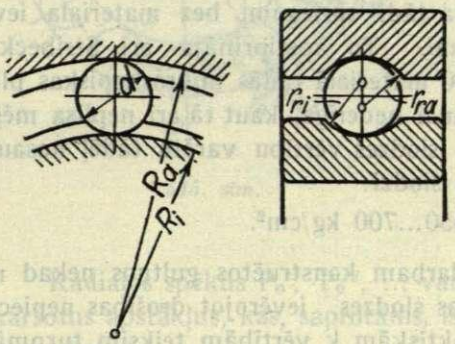
$$p_{max} \cong 4000\left[\frac{4}{d} - \frac{1}{R} + \frac{1}{r_r}\right]^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sqrt[3]{P_o}}{\Psi}, \quad \ldots \quad (101)$$

kur Ψ ir koeficients; tā skaitlisko vērtību dod atkarībā no palīglieluma cos φ, ko noteic no formulas:

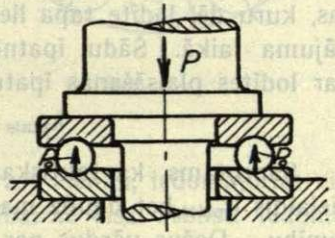
$$\cos\varphi = \frac{-\frac{1}{R} - \frac{1}{r_r}}{\frac{4}{d} - \frac{1}{R} + \frac{1}{r_r}} \quad \ldots \ldots \quad (101a)$$

Ja φ =	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0°,
tad Ψ =	1,0	1,008	1,03	1,065	1,124	1,172	1,346	1,561	2,193	∞.

543. zīm.



542. zīm.



544. zīm.

Kaut kādiem dotiem apstākļiem, resp. dotās formas gultņu serijai mēs varam izteikt (100a) vai (101) formulās lielumus ρ (resp. r_1 un r_2), R un r_r kā lodītes [resp. v i e n a s pieņemtas lodītes (100a) formulā] caurmēra **d** funkcijas ar (vismaz apmēram) konstantiem koeficientiem, piem.: $r_1 = 0{,}5\ d$; $r_2 = \alpha \cdot d$; $R = \beta d$; $r_r = \gamma d$. Ievietojot šādas izteiksmes (100a) vai (101) formulā, mēs — kā viegli pārliecināties — dabūtu vispārējas izteiksmes:

$$p_{max} = \text{const} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_o}{d^2}},$$

vai: $P_o = p^3_{max} \cdot \text{const.}\ d^2$.

Šeit elastības moduls uzskatīts par konstantu lielumu; tā kā praksē lieto vienīgi tēraudu, kura E ļoti maz mainas, tad to, acīmredzot, var darīt. Tā paša iemesla dēļ mēs varam zinamiem līdzīgiem apstākļiem

(piem., gultņu serijai) uzskatīt arī pielaižamo maksimalo spriegumu p_{max} par konstantu. Tad mēs atrodam pamatformulu lodītes stiprības aprēķinam zinamos apstākļos:

$$P_o = k \cdot d^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (102)$$

(sk. piezīmi turpmāk 498. lpp.!)

Ja $d = 1$, tad: $P_o = k$. Tādēļ k sauc par lodītes īpatnējo slodzi, t. i. slodzi, ko iztur lodīte dotos apstākļos, ja tās caurmērs ir vienība.

Plašie Stribeck'a mēģinājumi ar lodītēm, ko saspieda starp divām citām pēc 543. zīm. schemas, tuvīni apstiprināja šo rezultatu. Stribeck's atrada īpatnējo grāvēja slodzi $k_{gr} \cong 3500...8000$. Ja ar šiem skaitļiem mēs mēģinātu aprēķināt no (100a) formulas p_{max} [ņemot $P_o = k$; $r_1 = r_2 = 1$], tad mēs atrastu ārkārtīgi lielas vērtības ($> 10^5$ kg/cm²). Skaidrs, ka tādi spriegumi bez materiala ievērojamas bojāšanas nav iespējami. To apstiprināja arī Stribeck's; izrādijās, ka jau ar $k = 500...700$ materialā radās mikroskopiskas plaisas, kuru dēļ lodīte tapa lietošanai nederīga, kaut tā arī neplīsa mēģinājuma laikā. Šādu īpatnējās slodzes vērtību varētu tādēļ nosaukt par lodītes plaisāšanas īpatnējo slodzi:

$$k_{plais} = 550...700 \text{ kg/cm}^2.$$

Saprotams, ka faktiskam darbam konstruētos gultņos nekad nepielaidīs k_{plais}, bet daudz mazākas slodzes, ievērojot drošības nepieciešamību. Dažus vārdus par praktiskām k vērtībām teiksim turpmāk.

Lodīšu gultņu teoretiskais aprēķins.

Pamatojoties uz lodītes stiprības aprēķina (102) pamatformulu: $P_o = k \cdot d^2$, gultņa teoretiskais aprēķins viegli izdarams. Pavisam vienkārša ir lieta aksialgultnī. Iedomājoties, ka slodze ir vienmērīgi sadalīta pa gultņa z lodītēm (544. zīm.), un apzīmējot kopējo slodzi ar P, atrodam ar (102) nolīdzinājumu:

$$P = z \cdot P_o = z \cdot k d^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (103)$$

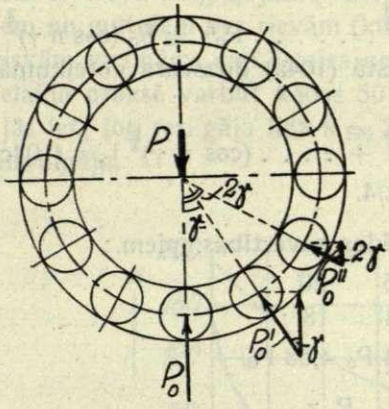
(sk. piezīmi turpmāk 498. lpp.).

Citāda ir lieta radialgultnī. Jau 545. zīm. rāda, ka, piem., augšējā pusgultņa lodītes pavisam nav slogotas, un ka arī apakšējā pusgultnī lodītes nevar būt vienādi slogotas. Ja apzīmējam pašā apakšā atrodamās lodītes radialo slodzi ar P_o, nākošās ar P_o', tālāk ar P_o'' u. t. t. (sk. 545. zīm.), tad puslīdz skaidrs, ka visvairāk būs slogota apakšējā lodīte (t. i. lodītes slodzes maksimalā vērtība ir P_o), mazāk uzņems nākošā — P_o', vēl mazāka būs slodze P_o'' u. t. t. Ja

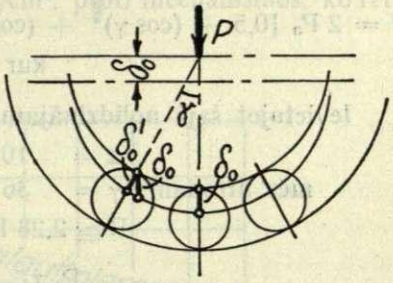
P ir atkal gultņa kopējā slodze un z —lodīšu skaits, tad, apzīmējot centralo leņķi starp lodītēm ar $\gamma = \frac{2\pi}{z}$, līdzsvara noteikums ir (sk. 545.zīm.):

$$P = P_0 + 2P_0' \cos\gamma + 2P_0'' \cos 2\gamma + \ldots + 2P_0^n \cos n\gamma, \quad . \quad (104a)$$

kur $n \leqslant z/4$ (t. i. ložu skaits kvadrantā).



545. zīm.



546. zīm.

Radialos spēkus P_0', P_0'', ... var atrast vienīgi, iedomājoties vienkāršotus apstākļus, kas, saprotams, īstenībai ne visai atbilst. Iedomāsimies, ka:

1) lodītes ir absoluti vienādas un bez spēles ietilpst gredzenu starpā;

2) slodzes dēļ deformējas tikai lodītes pēc (100d) likuma: $\frac{P_0^2}{\delta^3} = \text{const}$, bet ne gredzeni.

Apzīmēsim radialās lodīšu deformacijas (sk. 546. zīm.): apakšējai lodītei ar δ_0, nākošai ar δ_0', tālāk ar δ_0'' u. t. t. Tad no (100d) nolīdzinājuma atrodam, acīmredzot:

$$\frac{P_0^2}{\delta_0^3} = \frac{(P_0')^2}{(\delta_0')^3} = \frac{(P_0'')^2}{(\delta_0'')^3} = \ldots = \frac{(P_0^n)^2}{(\delta_0^n)^3} \quad . \quad . \quad . \quad (104b)$$

Tā kā pieņemts, ka gredzeni nedeformējas, tad iekšējais gredzens spēka P iespaidā pārvietojas pa δ_0 uz leju (sk. 546. zīm.), paturot savu formu. No skices viegli atrodamas tuvinās radialās deformacijas:

$\delta_0' = \delta_0 \cos \gamma$, un analoģiski:
$\delta_0'' = \delta_0 \cos 2\gamma$;
. . . . . .
$\delta_0^n = \delta_0 \cos n\gamma$.

Ievietojot šīs izteiksmes (104b) formulā, mēs atrodam P_0', P_0'' u. t. t. kā P_0 funkcijas:

$P_0' = P_0 \cdot (\cos\gamma)^{\frac{3}{2}}$; $P_0'' = P_0 (\cos 2\gamma)^{\frac{3}{2}}$; . . . . . $P_0^n = P_0 (\cos n\gamma)^{\frac{3}{2}}$,
un ievietojot šīs izteiksmes augšā atrastā (104a) līdzsvara noteikumā, atrodam:

$$P = 2 P_0 [0{,}5 + (\cos\gamma)^{\frac{5}{2}} + (\cos 2\gamma)^{\frac{5}{2}} + \ldots . (\cos n\gamma)^{\frac{5}{2}}], \quad . (104c)$$
kur $n \leqslant z/4$.

Ievietojot šajā nolīdzinājumā dažādas z vērtības, piem.:

	$z =$	10	15	20,
mēs atrodam:	$\gamma =$	36°	24°	18°;

$P \cong 2{,}28\ P_0\ \ 3{,}44\ P_0\ \ 4{,}58\ P_0$,

vai $$P \cong \frac{P_0 z}{4{,}38} \quad \frac{P_0 z}{4{,}36} \quad \frac{P_0 z}{4{,}37}.$$

Vidēji tā tad mēs atrodam ar (102) nolīdzinājumu:

$$P \cong \frac{P_0 \cdot z}{4{,}37} = \frac{z\,k\,d^2}{4{,}37}.$$

Drošības labad (ievērojot arī aprēķinā pielaistos vienkāršojumus) varētu aprēķināt radialgultņus ar drusku palielinātu saucēju, proti:

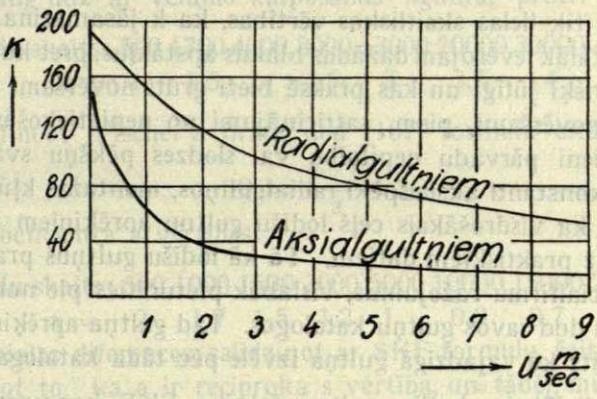
$$P \cong \frac{z\,k\,d^2}{5} \quad . . . . . (105)$$

Tā tad radialgultņos slodzi uzņem itin kā tikai z/5 lodītes.

Piezīme p i e (102), (103) un (105) f o r m u l a s. SKF lodīšu gultņu koncerna plašie mēģinājumi ar lodīšu gultņiem rāda, ka (102), (103) un (105) formula, kas atrastas no Hertz'a teorijas, patiesībā jākorriģē. Tā, piem., lodītes slodze P_0 patiesībā nav proporcionala d^2, kā to prasa (102) formula, bet funkcijai $\frac{d^2}{1 + 0{,}02\,d}$, t. i.: mazāka ø lodītēm ir relativi lielāka P_0 vērtība. Tāpat visa gultņa slodze P patiesībā nav proporcionala lodīšu skaitam z, kā to prasa (103) un (105) formula, bet funkcijai $z^{\frac{2}{3}}$.

Lodīšu gultņu praktiskais aprēķins.

Teoretiski runājot, ar (103) un (105) formulām varētu aprēķināt lodīšu gultņus, pieņemot z (lodīšu skaitu) un d (lodīšu caurmēru) un izvēloties piemērotu īpatnējās slodzes k vērtību. 496. lpp. mēs jau runājām par k_{gr} un k_{plais}, kā arī aizrādījām uz to, ka faktiskiem gultņiem k jāņem daudz zemāks. Stribeck's savā laikā ieteica ņemt radialgultņiem ar rievu noapaļojumu radiju $r_r \cong 2/3\ d$ līdz $k \cong 100$; aksialgultņiem un gultņiem bez rievām (kur lodītes skrien pa plakanām vai cilindriskām virsmām) viņš ieteica ņemt $k \cong 30...50$. Kaut gan k vērtības pielaida praksē varbūt kādas 50% lielākas, daudz augstāk tomēr baidījās iet; ļoti reti gāja līdz $k \cong 250$ kg/cm², proti mechanismos, ko reti iedarbināja.



547. zīm.

Jaunāko laiku pētijumi un prakse rādija, ka uz pielaižamo k vērtībām milzīgu iespaidu atstāj gultņu aploces ātrums u resp. ritu skaits n. Jo u vai n ir lielāks, jo mazākas jāņem k, ja vēlas vienu un to pašu gultņa kalpošanas jeb mūža ilgumu (sk. turpmāk). To rāda šeit parādītā diagramma (547. zīm.), kur pielaižamās k vērtības izteiktas kā u funkcijas, un tabula, kas dod nepieciešamos k samazinājuma koeficientus ξ kā n funkciju:

n =	0	10	25	50	1000	5000;
ξ =	1	0,8	0,61	0,5	0,2	0,125.

Piezīme. Pielaižamā k ļoti ievērojamā samazināšanās lieliem n runā par labu lodīšu gultņu atvietošanai ar slīdgultņiem tādos gadijumos, kas praksē arī novērojams.

Tāds rezultats patiesībā arī sagaidams: gultnim rotējot, lodīšu un gredzenu deformaciju vieta mainas: lodītes un gredzeni itin kā elpo, un tas notiek ļoti bieži svārstību veidā. Ja ar N_{kop} apzīmējam gultņa kopējo apgriezienu skaitu kādā laika sprīdī un ar L_{kop} kopējo lodītes spriegumu maiņu ciklu skaitu tajā pašā laikā, tad:

radialgultnī vidēji $L_{kop} \cong 0{,}285\, z \,.\, N_{kop}$,

un aksialgultnī $L_{kop} = 0{,}5\, z \,.\, N_{kop}$.

Ja mēs vēl ievērojam 496. lpp. sacīto, ka maksimalie spriegumi p_{max} lodītes un gredzena saskaršanās laukumiņā vidū ir ļoti augsti (droši vien ievērojami virs elastības robežas, ja pielaiž lielus k), tad top saprotams, ka lielu u resp. n gadijumā var ātri pārpūlēt materialu, kas spiež samazināt k. Tam vēl pievienojas centrifugalspēki (it sevišķi, ja ārējais gredzens rotē, jo tad u ir lielāks), kas ar lieliem u resp. n var sasniegt tik lielas skaitliskas vērtības, ka k jāsamazina.

Ja mēs tālāk ievērojam dažādus blakus apstākļus, pret kuriem lodīšu gultņi ir sevišķi jūtīgi un kas praksē bieži grūti novēršami vai pat pavisam nav novēršami, piem., satricinājumi no nepietiekošās izbalansēšanas, triecieni pārvadu nepilnību vai slodzes pēkšņu svārstību dēļ, nejauši vai konstanti aksialspēki radialgultņos, montažas kļūdas u. t. t., tad skaidrs, ka visdrošākais ceļš lodīšu gultņu aprēķiniem ir tāds, kas pamatojas uz praktiskiem datiem. Tā kā lodīšu gultņus praktiski pērk tikai kā specialfirmu ražojumus, vislabāk pieturēties pie norādijumiem, ko šīs firmas dod savos gultņu katalogos. Tad gultņa aprēķins patiesībā nav nekas cits kā vajadzīgā gultņa izvēle pēc tāda kataloga.

Eiropā lielākais lodīšu gultņu fabriku SKF koncerns dod šādu sakarību starp gultņa kopslodzi P un kopējo apgriezienu skaitu gultņa mūža laikā N_{kop}

$$P^3 \,.\, N_{kop} = \text{const} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

Jo ilgāku mūža jeb kalpošanas ilgumu gultnim vēlas, jo mazāka tā tad jāņem slodze P. Pie tam, kā redzams, pietiek samazināt P relativi daudz mazāk, lai dabūtu ievērojamu N_{kop} un līdz ar to mūža ilguma pieaugumu.

Lai mūža ilguma (darba stundās) jēdziens būtu noteikti definēts, par tādu skaita to darba stundu skaitu, ko mēģinājumos noteikti iztur 90% no pārbaudītiem gultņiem.

Lai ievērotu dažādus blakus iespaidus nevienmērīgas slodzes vai ātruma gadijumā, nav ieteicams uzskatīt par gultņa kopslodzi P vienīgi statiski noteikto vidējo slodzi. Ja nav iespējams noteikt slodzes svārstību, dinamiskās slodzes vai triecienu iespaidus (kas praksē samērā bieži gadas), tad ieteicams palielināt statisko P ar kādu praktiski iz-

mēģināto koeficientu $\beta > 1$. Piem., zobratu pārvadiem atkarībā no izpildijuma noteiktības koeficienta β vērtība varētu būt: $\beta \cong 1{,}5...3$ (lielākā vērtība neapstrādātiem zobiem), siksnas pārvadiem $\beta \cong 5$. Mašinās ar stipri mainīgu vai triecienveida slodzi koeficients vēl vairāk jāpalielina; svarīgos gadijumos vislabāk pieprasīt gultņu firmas.

Pašu gultņa aprēķinu SKF koncerns ieteic izdarīt ar formulu:

$$Q = \beta \cdot P \cdot s \quad \ldots\ldots\ldots \quad (107)$$

Šeit Q ir t. s. „relatīvā slodze", kas uzrādīta katalogu tabulās dažādiem ritu skaitiem n, un kas uzskatama par zināmā mērā maksimali pielaižamo ļoti īsam garantētam kalpošanas (mūža) ilgumam, proti — līdz 500 darba stundām.

s ir t. s. gultņa mūža jeb kalpošanas ilguma koeficients, kura vērtība pieaug līdz ar vēlamo kalpošanas ilgumu, proti:

darba stundu skaits:	500	1700	4000	8000	13000	20000	30000	45000	60000;
s =	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5.

Piezīme. Fischer'a firma dod (107) formulu citādā veidā:

$$Q = \frac{\beta \cdot P}{a} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (107a)$$

un mūža koeficienta a vērtības:

darba stundu skaits:	500	1000	1500	3000	5000	10000	15000	25000	50000;
a =	2	1,7	1,5	1,2	1	0,8	0,7	0,6	0,5.

Principialas diferences, salīdzinot ar SKF formulu, šeit, acīmredzot, nav, izņemot to, ka a ir reciproka s vērtība, un tādēļ, mūža ilgumam pieaugot, samazinas.

Kā jau 490. lpp. bija minēts, radialgultņi var pa lielākai daļai uzņemt arī nelielas aksialas slodzes tādēļ, ka lodītes skrien rievās (it sevišķi radiaksgultņi). Ja uz radialgultni darbojas reizē radialslodze R un aksialslodze A, tad gultņa izvēlei SKF koncerns ieteic aprēķināt vispirms fiktivu radialu kopslodzi P no formulas:

$$P = R + y\,A \quad \ldots\ldots\ldots \quad (108)$$

un tad rēķināt tālak ar (107) formulu, itin kā aksialās slodzes vairs nebūtu. Šeit y ir skaitlisks koeficients, kura vērtība atkarājas no gultņa veida un lieluma un no slodzes veida. Vērtības svārstas starp

$$y = 0{,}8...4{,}5.$$

Zinot Q un ritu skaitu, no gultņa tabulām katalogos izvēlas piemērotu gultni. Tā kā vienam vārpstas vai urbuma caurmēram parasti var atrast vairākus analoģiskus tipus (līdz 3 : vieglo, vidējo un smago), tad tāda izvēle tikpat kā vienmēr iespējama.

Katalogos doti arī aizrādijumi, kā jārīkojas anormalos gadijumos, piem., ja griežas ārējais gredzens (kas dod lielākus u un N_{kop}). Tad pielaižamā slodze jāsamazina: svārstīgiem gultņiem par kādām 10%, citiem pat par 25%.

Rullīšu gultņi.

Rullīšu gultņus Eiropā izveido gandrīz tikai kā radialgultņus (daži tipi, kā turpmāk redzēsim, var gan uzņemt ievērojami lielas aksialslodzes). Amerikā būvē arī aksialgultņus.

Principiali šie gultņi uzbūvēti un darbojas tāpat kā lodīšu gultņi ar to starpību, ka velšanās ķermeniši šeit ir cilindriskas, koniskas vai mucveida formas (sk. 548. zīm.).

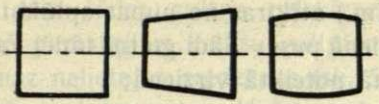
To priekšrocība, salīdzinot ar lodītēm, ir tā, ka saskarvirsma starp rullīti un gredzenu ir ievērojami lielāka; tā ir apm. četrstūrainas formas un iet pa visu rullīša garumu [neelastīgu ķermeņu gadijumā saskaršanās notiktu, acīmredzot, pa līniju—punkta vietā lodītes gadijumā]. Tādēļ, vidēji rēķinot, rullīšu gultnis var uzņemt lielākas slodzes nekā analoģiska tipa lodīšu gultnis, proti: ja rullīši ir cilindriski, apm. 1,6...1,75 reiz vairāk; ja rullīši ir mucveida, līdz 2 reiz vairāk. Rullīšu gultņi nav arī tik jūtīgi pret triecieniem. Tādēļ tie ir sevišķi noderīgi šādos gadijumos vai vispārīgi tur, kur darba apstākļi smagi, kur slodze stipri svārstas, vai kur gultņos viegli var iekļūt netīrumi.

1) Gultņi ar cilindriskiem rullīšiem. Tādus izveido ar īsiem rullīšiem: $b : d \cong 1$ un gariem rullīšiem: $b : d \cong 1{,}6$ (549. zīm.); pēdējie domāti divrindu lodīšu gultņu atvietošanai. Kaut gan šos gultņus var dabūt (līdzīgi lodīšu gultņiem) arī ar palīggredzeniem pašiestādīšanās nolūkiem un ar šķeltu konisku čaulu montažas atvieglošanai uz vārpstas, tad tomēr šīs konstrukcijas relativi reti lieto.

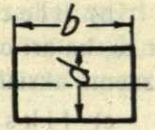
Tā kā gultņa pareizās darbības nodrošināšanai vēl vairāk nekā lodīšu gultņos nepieciešama gultņa urbuma un vārpstas ģeometrisko asu sakrišana (lai rullītis noteikti pieskartos gredzenam pa visu garumu), tad parasto rullīšu gultņu lietošana ieteicama tikai tur, kur šāda asu sakrišana noteikti garantēta.

Rullīšu gultņus ar cilindriskiem rullīšiem var dabūt trijos galvenos konstruktivos izveidojumos, katrā ar diviem variantiem:

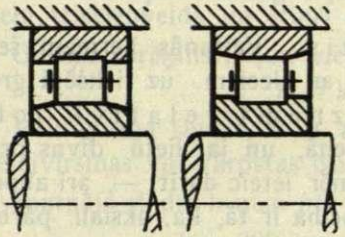
a) parastais vai vaļējais rullīšu gultnis (sk. 550. zīm.); pleci notur rullīšus tikai vienā no gredzeniem. Aksialspēkus tādi gultņi pavisam nevar uzņemt;



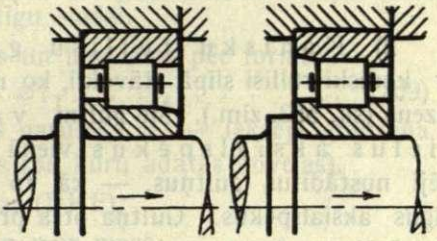
548. zīm.



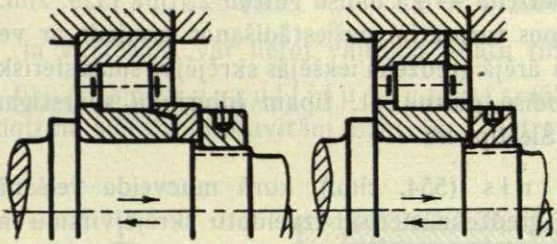
549. zīm.



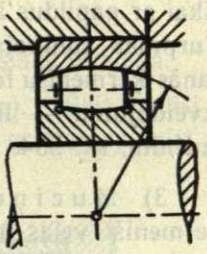
550. zīm.



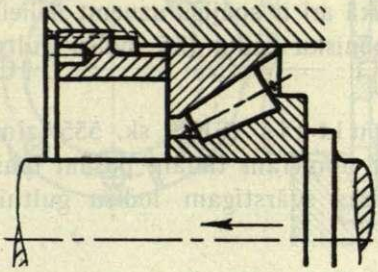
551. zīm.



552. zīm.

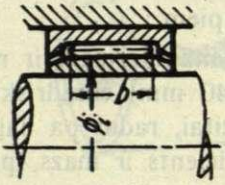


554. zīm.

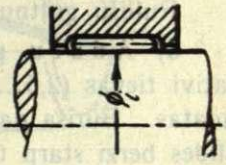


553. zīm.

555. zīm.



556. zīm.



557. zīm.

b) pleca gultnis (sk. 551. zīm.) atšķiras no nupat aplūkotā ar to, ka arī otram gredzenam ir plecs vienā pusē. Šādi gultņi tādēļ var uzņemt aksialspēkus, kas darbojas vienā noteiktā virzienā;

c) fiksēts gultnis (sk. 552. zīm.). Šeit otrais plecs tam gredzenam, kurā izveidots tikai viens plecs, veidots no atsevišķas papildus daļas. Gultnis tādēļ var uzņemt abpusīgus aksialspēkus.

2) Konisku rullīšu gultnis. Velšanās ķermeņi šeit ir koniski rullīši slīpā stāvoklī, ko notur ar pleciem uz iekšējā gredzena (sk. 553. zīm.). Šie gultņi var uzņemt relativi ļoti lielus aksialspēkus vienā virzienā, un ja lieto divus pretēji nostādītus gultņus, — kā to vienmēr ieteic darīt —, arī abpusīgus aksialspēkus. Gultņa otra priekšrocība ir tā, ka, aksiali pārbīdot ārējo gredzenu, var ieregulēt spēli starp gredzeniem un rullīšiem.

Līdz šim aplūkotos rullīšu gultņos pašiestādīšanos varēja sasniegt tikai ar papildus ārējo gredzenu — kā lodīšu gultņu 2. tipā (529. zīm.). Turpmāk aplūkojamos tipos turpretim pašiestādīšanos sasniedz ar velšanās ķermenīšu formu un ārējā gredzena iekšējās skrējējvirsmas sferisku izveidojumu — līdzīgi lodīšu gultņu 11. tipam (divrindu svārstīgam gultnim, sk. 534. zīm.). Šie tipi ir:

3) Muciņu gultnis (554. zīm.), kurā mucveida velšanās ķermeniši veļas pa ārējā gredzena sferiski izveidotu skrējējvirsmu no vienas puses, un pa attiecīgi izveidotu iekšējā gredzena skrējējvirsmu no otrās puses. Tāpat kā svārstīgs lodīšu gultnis (11. tips), arī muciņu gultnis atļauj vieglu muciņu montažu, kā arī ir spējīgs uzņemt nelielus aksialspēkus. Tas dabūjams arī ar konisku čaulu (kā lodīšu gultņu 3. tips).

4) Svārstīgais rullīšu gultnis (SKF, sk. 555. zīm.) principā ir divrindu muciņu gultnis ar apmēram tādām pašām īpašībām; pēc konstrukcijas tas ir analoģisks svārstīgam lodīšu gultnim (11. tipam).

Rullīšu gultņu specializveidojumi.

Rullīšu gultņu specializveidojumu ir vairāki, piem.:

5) Adatu gultnis (556. zīm.), kur velšanās ķermeņi ir relativi tievas (2,5...4 mm ⌀) un garas (b = 14...40 mm) cilindriskas adatas. Būriša nav, tādēļ adatas pieskaras cita citai, radot pa daļai slīdes berzi starp tām. Tomēr gultņa berzes koeficients ir mazs (pēc DKF firmas datiem $\mu \cong 0{,}004$).

Min šādas gultņa priekšrocības: a) daudz mazāki radializmēri nekā parastajiem rullīšu gultņiem; tos iespējams vēl tālāk samazināt, nemaz nelietojot gredzenus (sk. 557. zīm.). Saprotams, tad vietas, pa kurām adatas veļas, jārūda vai jācementē;

b) tā kā adatu skaits ir liels, gultnī rodas daudzas saskarvirsmas ar gredzeniem; tādēļ adatu gultņus var ievērojami slogot. Tie arī labi uzņem triecienveida un stipri svārstīgu slodzi.

Gultņa aprēķins ir ļoti vienkāršs un ieteicams pēc formulas:

$$P = k \cdot b \cdot \varnothing_1, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (109)$$

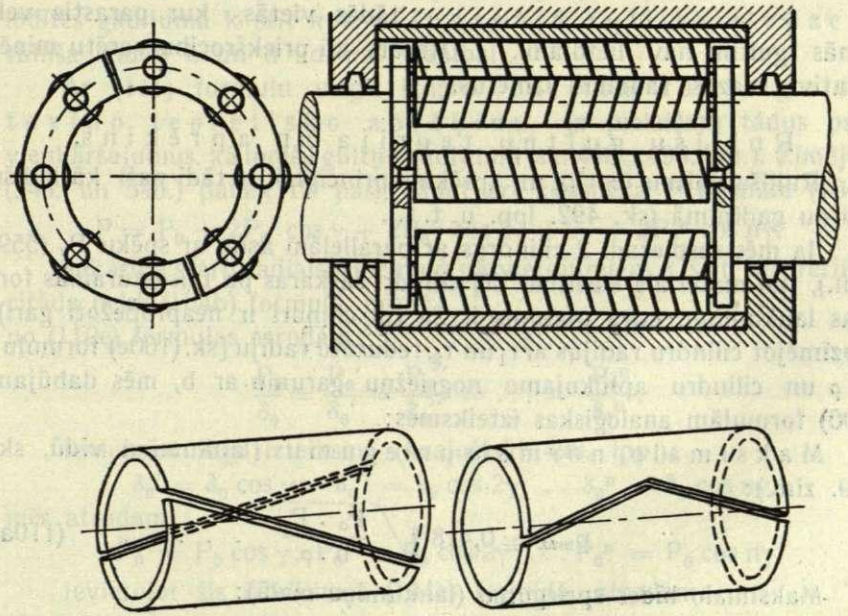
kur P ir gultņa slodze, b — adatas garums, $\varnothing_1$ — iekšējā gredzena skrējējvirsmas vai vārpstas caurmērs (pa kuru adatas noveļas).

Īpatnējo slodzi k ņem pēc tabulas (DKF):

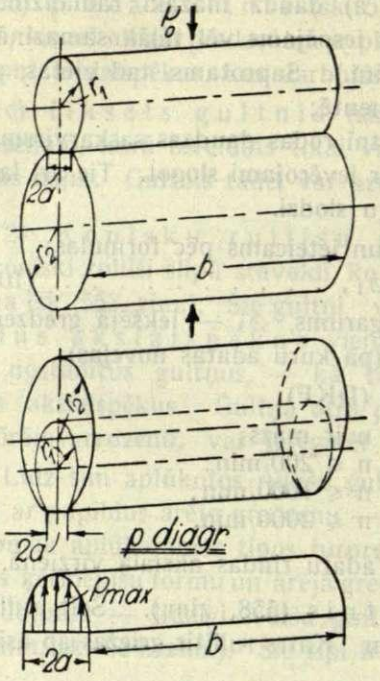
$k \cong 300$	kg/cm²	ja n ir mazs;
$k \cong 200$	„	ja $n \leqslant 200$/min;
$k \cong 150$	„	ja $n \leqslant 1000$/min;
$k \cong 100$	„	ja $n \leqslant 2000$/min.

Ja vajadzīgs, var lietot vairākas adatu rindas aksialā virzienā.

6) Atsperu rullīšu gultnis (558. zīm.). Šeit rullīši veidoti no spiralveidā savītām atsperēm. Katrs rullītis griežas ap asīti,



558. zīm.



559. zīm.

un tās savukārt ar saviem galiem iekniedētas sānu gredzenos vai pusgredzenos (ja gultnis izveidots dalīts). Blakus esošie rullīši savīti pārmaiņus pa labi un pa kreisi, lai labāk sadalītu eļļu.

Gultnim nav iekšējā gredzena — rullīši veļas tieši pa vārpstu. Ārējais gredzens ir relativi plāna tērauda buksa; nedalītos gredzenos izveidots šautrveida izgriezums (sk. 558. zīm.), dalītos gredzenos dalījumi iet slīpi (sk. turpmāk). Tas darīts, lai rullītis nesaskartos pa visu garumu reizē ar dalījuma spraugu.

Šo gultņu priekšrocības ir pirmā kārtā iespēja dalīt visu gultni, kas atļauj tā montažu tādās vietās, kur parastie velšanās gultņi nav lietojami. Otrkārt kā priekšrocību varētu minēt relativi mazos radialos izmērus.

Rullīšu gultņu teorija un aprēķins.

Rullīšu gultņu teorija un aprēķins principiali ir tādi paši kā lodīšu gultņu gadījumā (sk. 492. lpp. u. t. t.).

Ja mēs saspiežam 2 cilindrus ar parallelām asīm ar spēku P_0 (559. zīm.), tad materiala elastības dēļ cilindri saskaras pa taisnstūrainas formas laukumiņu, kura platums ir 2a (ja cilindri ir neaprobežoti gari). Apzīmējot cilindru radijus ar r_1 un r_2, reducēto radiju [sk. (100e) formulu] ar ρ un cilindru aplūkojamo nogriežņu garumu ar b, mēs dabūjam (100) formulām analoģiskas izteiksmes:

Maksimalo normalspriegumu (laukumiņa vidū, sk. 559. zīm.):

$$p_{max} \cong 0{,}418 \sqrt{\frac{P_0 \cdot E}{b \cdot \rho}} \quad \ldots\ldots \quad (110a)$$

Maksimalo bīdes spriegumu (laukumiņa malā):

$$\tau_{max} = 0{,}5\, p_{max} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (110b)$$

(apm. 2 reizes lielāku nekā lodīšu gadījumā).

Laukumiņa platumu 2a:

$$2a \cong 3{,}05 \sqrt{\frac{P_0 \cdot \rho}{E \cdot b}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (110c)$$

Rullīšu centru tuvošanos deformacijas δ dēļ (pēc Föppl'a):

$$\delta = 2\,\frac{m^2+1}{m^2 \cdot E} \cdot \frac{P_0}{b\pi}\left[\,1{,}207 + ln\,\frac{b\,d\,E}{2\,P_0}\,\right], \quad \ldots \quad (110d)$$

kur d ir rullīša caurmērs un m — Poisson'a skaitlis: $m \cong 10/3$.

Tā kā otrais summands iekavās ir samērā mazs, mēs varam apmēram pieņemt kādam dotam cilindram:

$$\frac{P_0}{\delta} \cong \text{const} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (110e)$$

Ja cilindru materialu elastības moduli ir nevienādi, tad E vietā formulās ievietojams E_{red} no (100f) formulas — kā lodīšu gadijumā.

Izteicot tālāk, — kā to darijām lodīšu gadijumā (sk. 495...496. lpp.) —, r_1 un r_2 resp. ρ kā viena rullīša caurmēra d funkciju ar konstantiem koeficientiem un pieņemot noteiktu rullīšu materialu, — t. i., skaitot arī p_{max} un E par konstantu —, mēs, acīmredzot, dabūsim no (110a) nolīdzinājuma (102) formulai līdzīgu izteiksmi:

$$P_0 = k \cdot b \cdot d\,, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (111)$$

ko varam uzskatīt par rullīša stiprības aprēķina pamatformulu. Kā lodītes gadijumā k šeit ir t. s. **īpatnējā rullīša slodze** (ja rullīša izmēri b un d līdzinas vienībai).

Ar (111) formulu viegli izdarīt **rullīša radialgultņa tuvīno teoretisko aprēķinu**, ja pielaižam tādus pašus vienkāršojumus, kā lodīšu gultņu gadijumā (sk. 496...498. lpp.). Zīmējumi (545. un 546.) paliek tie paši, tāpat arī kopspēka P formula (104a):

$$P = P_0 + 2P_0' \cos\gamma + 2P_0'' \cos 2\gamma + \ldots + 2P_0^n \cos n\gamma.$$

Sakarība starp radialspēkiem un pārvietojumiem δ šeit turpretim ir citāda nekā (104b) formulā, proti:
no (110e) formulas atrodam:

$$\frac{P_0}{\delta_0} = \frac{P_0'}{\delta_0'} = \frac{P_0''}{\delta_0''} = \ldots = \frac{P_0^n}{\delta_0^n}.$$

Ievietojot šajā izteiksmē (analoģiski 498. lpp.):

$$\delta_0' = \delta_0 \cos\gamma;\quad \delta_0'' = \delta_0 \cos 2\gamma;\quad \ldots \delta_0^n = \delta_0 \cos n\gamma,$$

mēs atrodam:

$$P_0' = P_0 \cos\gamma;\quad P_0'' = P_0 \cos 2\gamma;\ldots P_0^n = P_0 \cos n\gamma.$$

Ievietojot šīs izteiksmes (104a) formulā, atrodam:

$$P = 2P_0\,[0{,}5 + \cos^2\gamma + \cos^2 2\gamma + \ldots + \cos^2 n\gamma], \quad \ldots \quad (112)$$

kur $n \leqslant z/4$.

Pieņemot, kā 498. lpp., dažādas rullīšu skaita z vērtības un izrēķinot, mēs atrastu vidēji [ar (111) formulu]:

$$P \cong \frac{P_o \cdot z}{4{,}01} \cong \frac{z\,k\,b\,d}{4{,}01}.$$

Palielinot drošības labad saucēju (kā lodīšu gultņiem), dabūjam:

$$P \cong \frac{z\,k\,b\,d}{4{,}6} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (113)$$

Kā redzams, apstākļi ir t e o r e t i s k i drusku izdevīgāki nekā lodīšu gultņos.

P r a k t i s k a i s r u l l ī š u g u l t ņ u a p r ē ķ i n s izdarams ar tām pašām formulām:

(107) $Q = \beta \cdot P.s$, resp. (107a) $Q = \frac{\beta \cdot P}{a}$, un (108) $P = R + y\,A$,

ar kurām izdara lodīšu gultņu aprēķinu, ievērojot, saprotams, koeficientu skaitliskos datus, kas katalogos doti izvēlētam gultņu tipam.

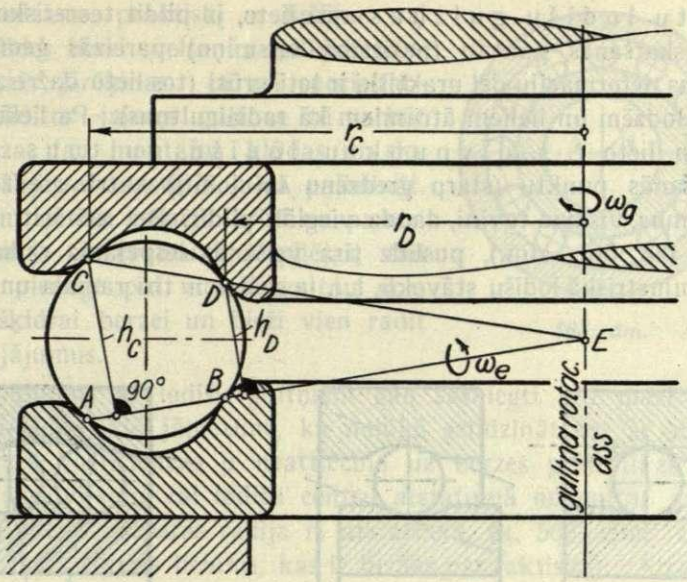
Berze velšanās gultņos.

Kā jau mēs 486. lpp. teicām, velšanās gultņu izveidošanas pamatideja bija slīdes berzes atvietošana ar bieži daudz mazāko rites berzi. Tas tomēr iespējams tikai tad, ja velšanās ķermeņiši tiešām noveļas pa gredzeniem. Lai tas notiktu, teoretiski nepieciešami pildīt šādu noteikumu: taisnām l ī n i j ā m, k a s s a v i e n o p i e s k a r š a n ā s p u n k t u s (starp gredzeniem un velšanās ķermeņišiem), j ā k r u s t o j a s u z g u l t ņ a r o t a c i j a s a s s v i e n ā p u n k t ā v a i a r ī j ā b ū t t a i p a r a l l e l ā m. To viegli pierādīt. Ņemsim kā piemēru aksialgultni ar t. s. č e t r p u n k t u pieskaršanos: lodītes pieskaras katram gredzenam divos punktos (sk. 560. zīm.). Iedomāsimies, ka augšējais gultņa gredzens rotē līdz ar vārpstu ar leņķa ātrumu ω_g. Apzīmējot atstatumus starp gultņa asi un pieskaršanās punktiem C un D (starp augšējo gredzenu un lodīti) ar r_c un r_D, mēs atrodam lodītes punktu C un D aploces ātrumus, ja notiek tīrā lodītes velšanās:

$$u_c = r_c \cdot \omega_g; \quad u_D = r_D \cdot \omega_g.$$

Bet tīrās velšanās gadījumā lodītei jārotē arī ap momentanu asi AB, kas savieno apakšējā (nekustīgā) gredzena un lodītes pieskaršanās punktus A un B, ar zinamu leņķa ātrumu ω_e. Nolaižot no C un D perpendikulus h_c un h_D uz AB, mēs varam izteikt u_c un u_D arī kā:

$$u_c = h_c \cdot \omega_e; \quad u_D = h_D \cdot \omega_e.$$



560. zīm.

Pielīdzinot agrāk atrastām izteiksmēm, atrodam:

$$r_C \cdot \omega_g = h_C \cdot \omega_e; \quad r_D \cdot \omega_g = h_D \cdot \omega_e,$$

un izdalot:

$$\frac{r_C}{r_D} = \frac{h_C}{h_D} = \frac{CE}{DE},$$

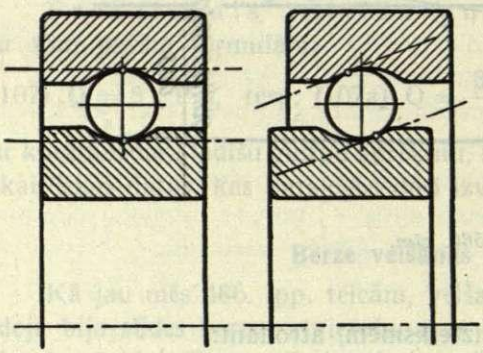
ja ar E apzīmējam CD krustojuma punktu ar gultņa asi.

Ģeometriski šīs attiecības iespējamas, acīmredzot, tikai tad, ja trijstūri Δ ACE un Δ DBE ir līdzīgi, t. i. ja AB krustojas ar CD tajā pašā punktā E uz gultņa ass. Ar to izteiktais noteikums pierādīts.

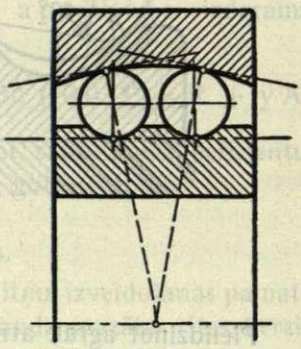
Ja punkts E atrodas bezgalīgā atstatumā, tad CD un AB jābūt, acīmredzot, parallelām gultņa asij (sk. noteikuma variantu 508. lpp.). Ja saskaršanās punktu ir vairāk nekā divi (piem., vesela līnija, kā rullīšu gultņos), tad noteikums, saprotams, paliek spēkā.

Ja no šī noteikuma viedokļa aplūkojam mūsu tagadējos velšanās gultņus, tad redzam, ka ne visi tipi to apmierina; tā tad dažos gultņos jau no teoretiskā viedokļa jānotiek kaut pa daļai arī slīdes berzei. Pavisam noteikti aplūkojot apstākļus, mēs gan redzētu, ka nevienā gultnī absoluti tīrā rites berze praktiski nav iespējama, jo materiala elastības dēļ, kā redzējām, saskaršanās faktiski notiek ne ar punktiem vai taisnām linijām, bet ar izlocītām virsmām. Šī iemesla dēļ, piem., minētos četr-

punktu lodīšu gultņus reti lieto, jo pildīt teoretisko prasību pēc pieskaršanās punktu (patiesībā virsmiņu) pareizās ģeometriskās situacijas deformaciju dēļ praktiski ir ļoti grūti (tos lieto dažreiz ļoti nelielām slodzēm un lieliem ātrumiem kā radialgultņus). Pa lielākai daļai patlaban lieto t. s. divpunktu lodīšu gultņus ar vienu pieskaršanās punktu (starp gredzenu un lodīti) katrā gredzenā, kur noteikumus, vismaz tuvīni, daudz vieglāk pildīt. Bet arī šeit, kā viegli saprast (sk. 561. zīm.), puslīdz tīra velšanās iespējama radialgultņos tikai simmetriskā lodīšu stāvoklī, t. i. ja slodze ir tīri radiala un ja mon-



561. zīm.

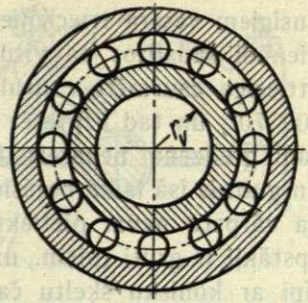


562. zīm.

taža ir pareiza, jo tad pieskarpunktu tangentes, kas apmēram sakrīt ar lodītes un gredzenu pieskarlīnijām griezumā, ir abas parallelas gultņa asij. Vajag tikai lodītei skriet nesimmetriski, tad pieskaršanās punktu tangentes, paturot apmēram parallelu stāvokli, nav vairs parallelas gultņa asij, un tad tīra velšanās noteikti vairs nav iespējama. Tāpat, acīmredzot, tīra lodīšu velšanās nav iespējama svārstīgos lodīšu gultņos (562. zīm.), kur viena tangente ir parallela asij, bet otra veido leņķi ar gultņa asi.

Rullīšu gultņos tīra velšanās teoretiski būtu iespējama tikai gultņos ar cilindriskiem, koniskiem un mucveida rullīšiem. Pirmos saskarlīnijas ir parallelas gultņa asij, otros — pareizās izveidošanas gadījumā — tās var krustoties vienā punktā uz ass, trešos mums ir divpunktu saskaršanās, kā lodīšu gultņos. Tīra velšanās teoretiski nav iespējama svārstīgos rullīšu gultņos, kur saskarlīnijas ar iekšējo gredzenu teoretiski ir līknes.

Kā redzams, praktiski ar lielāku vai mazāku slīdes berzi velšanās gultņos gandrīz vienmēr jārēķinas. Ja arī specialfabrikās sastādītos jaunos gultņos tā varbūt ir ļoti maza, tad montažas kļūdas un slodzes apstākļi var to stiprā mērā palielināt. Ja lodītēm ņemta iespēja brīvi un pareizi skriet, un ja tās eventuali iespīlējas, tad berze var pieaugt pat virs slīdgultņu normām pussķidrai berzei un bieži vien radīt gultņu bojājumus.



563. zīm.

Mēģinājumos ar lodīšu gultņiem gan sasniegti ļoti mazi berzes koeficienti (šeit tikai jāpiezīmē, ka nolūkā salīdzināt tos ar slīdgultņiem, berzes koeficientus μ neattiecina uz berzes pretestības spēku gredzenu skrejvirsmu vai lodīšu centru atstatumā no gultņa ass, bet uz fiktivu spēku vārpstas radija r_v atstatumā, sk. 563. zīm.; tādēļ μ ir zinamā mērā fiktivs lielums, kas ir lielāks par faktisko). Atrastās μ skaitliskās vērtības ir apm. šādas:

$\mu \cong 0{,}004 \ldots 0{,}002$ ja $k \cong 13{,}6 \ldots 30$;
$\mu \cong 0{,}0019 \ldots 0{,}0015$ ja $k \cong 40 \ldots 100$;
$\mu \cong 0{,}0015 \ldots 0{,}0011$ ja $k \cong 110 \ldots 175$.

Starp $k \cong 30 \ldots 100$ ātrumu resp. ritu skaitu maiņa gandrīz neiespaido μ. Ja $k < 30$, tad μ pieaug līdz ar ātrumu resp. ritu skaitu: ja $k > 100$, novērojama pretējā parādība. Temperatura jūtamu iespaidu neatstāj.

Praksē ar šādām mēģinājumos sasniegtām vērtībām varētu rēķināties tikai idealas montažas un eļļošanas gadijumā, tāpat, ja slodze ir mierīga un nevar iespaidot velšanās ķermenīšu pareizo kustību. Parastos apstākļos, būs jārēķinas ar ievērojami lielākiem, neizdevīgos gadijumos pat līdz 10 kārtīgiem skaitļiem.

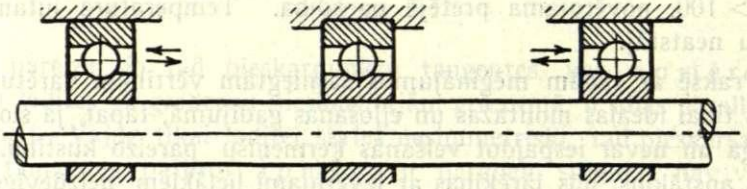
Daži vārdi par velšanās gultņu montažu, apkalpošanu u. t. t.

Nekad nav jāaizmirst, ka velšanās gultnis ir ļoti precizs un jūtīgs mechanisms ar ļoti mazām spēlēm. Iebūvējot velšanās gultņus, tādēļ stingri jāturas pie priekšrakstiem, ko var atrast gandrīz ikkatrā gultņu katalogā un kas dod pielaižamās tolerances gultņa urbumam un vārpstas caurmēram, kā arī dod aizrādijumus par gultņu montažu. Apstrādājot urbumus un vārpstas gultņu ievietošanai, tādēļ pēc iespējas jāstrādā ar attiecīgiem robežkalibriem. Montējot gultņus, noteikti jāatturas no, diemžēl, iemīļotā paņēmiena uzdzīt iekšējo gredzenu ar vien-

pusīgiem vesera triecieniem. Ja jau citādi nevar, jāgādā, lai triecieni vienādi sadalītos pa visu iekšējo gredzenu (tikai pa to!), lietojot attiecīga caurmēra caurules. Vislabāk tomēr sasildīt gultņus eļļā līdz 60...70°, un tad uzpresēt tos ar cauruļu palīdzību bez triecieniem. Citādi gredzena nepareizs stāvoklis uz vārpstas gandrīz nenovēršams, un gultnis īsā laikā bojāsies vai labākā gadijumā strādās ļoti neizdevīgi. Ja vārpstu nevar pietiekoši noteikti apstrādāt vai, ja gultņu montažas apstākļi ir grūti (piem., uz garām transmisiju vārpstām), jālieto gultņu tipi ar konisku šķeltu čaulu, kas nodrošina iekšējā gredzena pareizu sēžu tādos apstākļos.

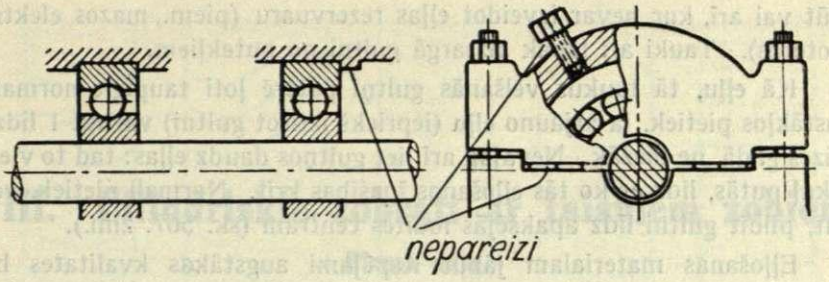
Tālāk jāievēro, ka fiksēt aksialā virzienā drīkst tikai vienu vārpstas gultni (sk. 564. zīm.), lai dotu vārpstai iespēju izplesties līdz ar pārējiem gultņiem un tā novērstu lodīšu nesimmetrisku stāvokli rievās, kas viegli var radīt bojājumus vai vismaz gultņu sliktu darbību.

Lai tāda izplešanās būtu iespējama, ārējam gredzenam relativi vaļīgi jāsēd urbumā (urbums jāapstrādā ar H_8, H_7 vai J_6 pēc ISA), apm. t. s. sūcējveidā, tā ka gredzenu var pat ar roku bez sevišķas piepūlēšanās pagriezt. Nepielaižami ir, diemžēl, iemīļotie paņēmieni fiksēt kaut kādā veidā ārējos gredzenus, kur tas nav vajadzīgs (565. zīm.): piem., atbalstot tos aksialā virzienā pret

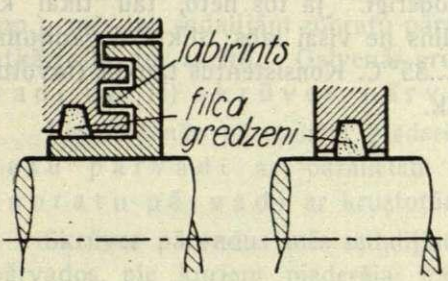


564. zīm.

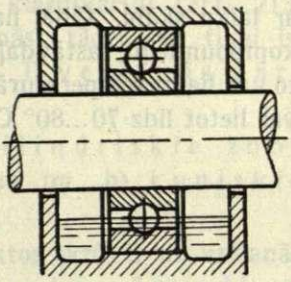
piedēkli, iespīlējot tos gultņa kārbā (atstājot spraugas starp kārbas abām daļām), lietojot radialas skrūves u. t. t. Pirmais paņēmiens gandrīz vienmēr radīs nesimmetrisku lodīšu stāvokli rievās, jo iekšējais gredzens sēd relativi cieši uz vārpstas (ar j_5, k_5, m_5 vai n_5 pēc ISA), un pielāgot abu gredzenu pareizus stāvokļus aksialā virzienā ļoti grūti. Pārējie paņēmieni noteikti deformēs ārējo gredzenu; tad lodītes vairs nevarēs pareizi skriet pa deformēto spraugu starp ārējo un iekšējo gredzenu.



565. zīm.



566. zīm.



567. zīm.

Tālāk jāievēro, ka ieteicams lietot gultņus bez pašiestādīšanās tikai tur, kur tiešām var galvot par urbuma un vārpstas ģeometrisko asu sakrišanu, piem., ja visi gultņi novietoti vienā stabilā konstruktivā daļā. Kur šis noteikums nav izpildīts, piem., transmisijās, tur jāņem gultņi ar pašiestādīšanos. Diemžēl, dārgākās izmaksas dēļ bieži grēko pret šo noteikumu ar tikpat bieži ļoti bēdīgiem rezultatiem.

Tālāk jāievēro, ka velšanās gultņi rūpīgi jāsargā pret putekļu vai vispārīgi netīrumu iekļūšanu, ja nevēlas relativi ātru gultņu dilšanu. Jau montējot ievērojama absoluta tīrība. Darbā putekļainās telpās jālieto labi labirinti vai citādi noblīvēšanas līdzekļi, kas aizsargātu gultni. Dažādas ieteicamas konstrukcijas var atrast gultņu katalogos; vieglākiem darba apstākļiem bieži pietiek ar vienkāršiem filca gredzeniem (sk. 566. zīm.).

Arī apkalpošanas ziņā (sevišķi svarīgos gadijumos) jāievēro firmu aizrādijumi. Eļļot vispārīgi var pēc izvēles ar šķidru eļļu vai konsistentiem taukiem, — ar pēdējiem galvenokārt tur, kur temperaturas ir relativi augstas, ritu skaiti nav sevišķi lieli un slodzes ir lielas. Bieži gan tās ērtības dēļ tauku eļļošanu lieto visur tur, kur gultnim grūtāk pie-

kļūt vai arī, kur nevar izveidot eļļas rezervuaru (piem., mazos elektromotoros). Tauki arī labāk aizsargā gultni no putekļiem.

Kā eļļu, tā taukus velšanās gultņi patērē ļoti taupīgi; normalos apstākļos pietiek, ja atjauno eļļu (iepriekš iztīrot gultni) varbūt 1 līdz 2 reizes gadā, ne biežāk. Nevajag arī liet gultņos daudz eļļas: tad to viegli saku| putās, līdz ar ko tās eļļošanas īpašības krīt. Normali pietiek, varbūt, pildīt gultni līdz apakšējās lodītes centram (sk. 567. zīm.).

Eļļošanas materialam jābūt iespējami augstākas kvalitates bez skābju, sārmu vai sveķu piemaisijumiem un ar iespējami mazāku pelnu, grafita un ūdens saturu. Kā slīdgultņos, tā arī šeit visvairāk lieto mineraleļļas un taukus; dzīvnieku un augu eļļas vai tauki viegli paliek ar laiku skābi, tādēļ nav visai noderīgi. Ja tos lieto, tad tikai kā kompoundeļļu sastāvdaļas. Vazelins ne visai labs; sliktākā gadijumā to var lietot temperaturām līdz 30...35° C. Konsistentos taukus (tavotu) var lietot līdz 70...80° C. un vairāk.

VIII. Cilindriskie zobrati ar taisniem zobiem.

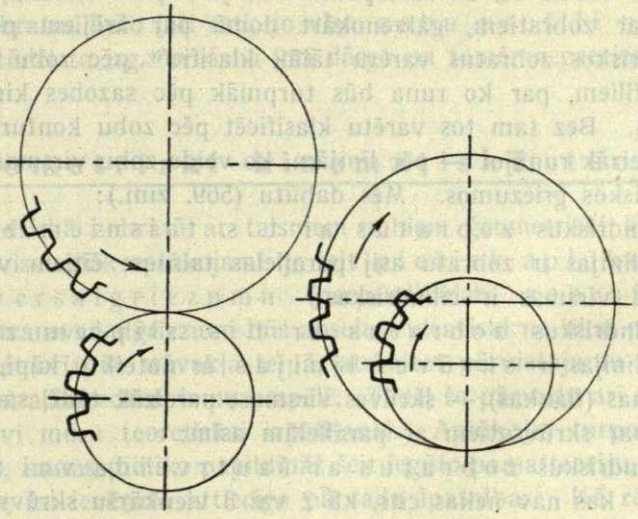
Pirmā daļa.

Klasifikacija.

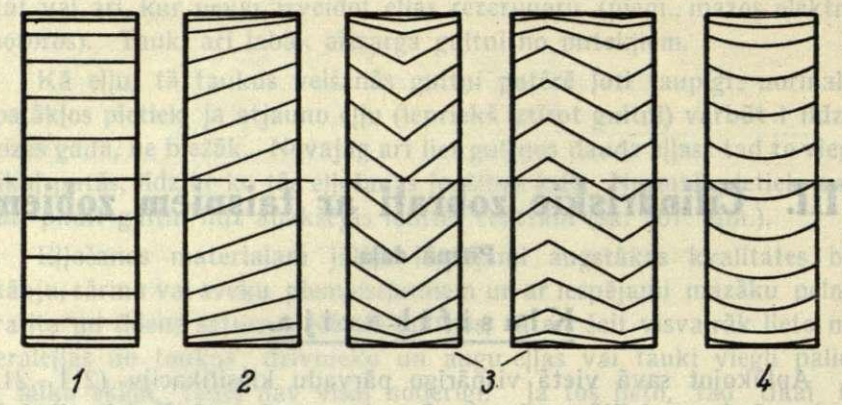
Aplūkojot savā vietā vispārīgo pārvadu klasifikaciju (211...213. lpp.), mēs jau sadalijām zobratu pārvadus grupās; tādēļ šeit tikai īsi atkārtosim tur sacīto. Galvenās grupas bija: I) velšanās pārvadi un II) skrūves pārvadi.

Pie velšanās pārvadiem piederēja: a) cilindriskie zobratu pārvadi ar parallelām ratu asīm un b) koniskie zobratu pārvadi ar krustotām asīm.

Skrūves pārvadus mēs sadalijām: a) jauktos skrūves un velšanās pārvados, pie kuriem piederēja hiperbolratu pārvadi un skrūvratu pārvadi ar cilndriskām un koniskām konturām, un b) tīros skrūves pārvados, resp. gliemežpārvados. Visiem šiem pārvadiem asis šķērsojas telpā.



568. zīm.



569. zīm.

Aplūkosim tikai praksē biežāk sastopamās zobratu pārvadu grupas; neaplūkoti paliks hiperbolratu un skrūvratu pārvadi.

Pirmā kārtā aplūkosim vissvarīgāko un izplatītāko — cilindrisko zobratu pārvadu grupu, kurā abu kopā darbīgo zobratu asis ir parallelas.

Jau 211. lpp. mēs aizrādijām, ka šādus zobratu pārvadus var konstruēt kā ārējus pārvadus ar pretēju rotacijas virzienu un kā iekšējus pārvadus ar vienādu rotacijas virzienu (568. zīm.)

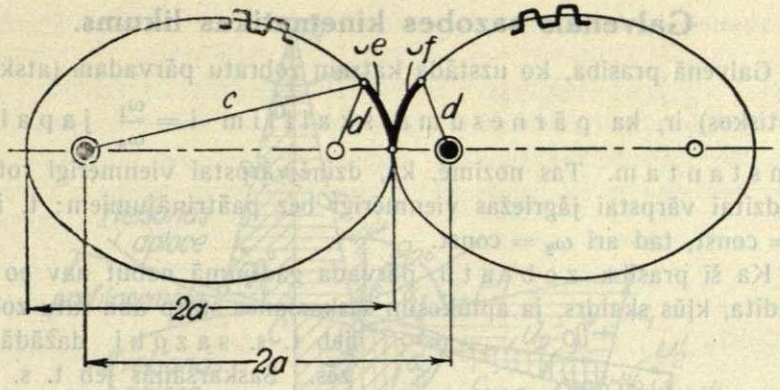
Praksē daudz biežāk sastopami ārējie pārvadi, un tādēļ, runājot par zobratiem, galvenokārt domā par ārējiem pārvadiem.

Cilindriskos zobratus varētu tālāk klasificēt pēc zobu šķērsgriezumu profiliem, par ko runa būs turpmāk pēc sazobes kinematikas izpētīšanas. Bez tam tos varētu klasificēt pēc zobu konturām pretskatā, pareizāk runājot — pēc līnijām, ko veido zobu virsmas koaksialos cilindriskos griezumos. Mēs dabūtu (569. zīm.):

1) cilindriskus zobratus ar t. s. taisniem zobiem: griezumu līnijas ir zobratu asij parallelas taisnes; citiem vārdiem— visas zobu virsmas ir cilindriskas;

2) cilindriskus zobratus ar t. s. slīpiem zobiem: griezumu linijas ir skrūves līnijas ar noteiktu kāpi, un zobu sānu virsmas (flankas) — skrūves virsmas; pareizāk tādēļ saukt šādus zobratus par skrūvratiem ar parallelām asīm;

3) cilindriskus zobratus ar šautrveida vai S-veida zobiem, kas nav nekas cits, kā 2 vai 3 vienkāršu skrūvratu kombinacija;



570. zīm.

4) cilindriskus zobratus ar izliektiem zobiem (pēc riņķa loka vai citas līknes), kas ļoti reti sastopami.

Visos šajos pārvados zobi novietoti uz riņķa cilindriem. Ja rotacijas laikā $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const}$, tad, ja dzinējzobrata $\omega_1 = \text{const}$, arī dzītā rata $\omega_2 = \text{const}$. Ja ar $\omega_1 = \text{const}$ nevēlas konstantu, bet mainīgu ω_2, tad jālieto divi vienādi elliptiski zobrati ar rotacijas asīm fokusos lielās ass garuma 2a atstatumā. Kā no 570. zīm. redzams, tad rati var kopā strādāt, jo pēc ellipses likuma: $c + d = 2a$; zobratiem savstarpēji noveļoties (t. i. $\smile e = \smile f$), šis likums, acīmredzot, visu laiku pildīts. Šādus zobratus lieto ļoti reti, jo visu zobu profili nav vienādi; tādēļ to izgatavošana ļoti dārga un tomēr nepreciza.

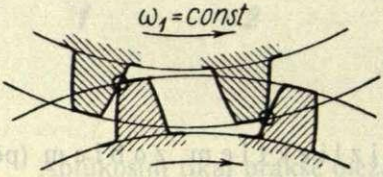
Ģeometriski kinematiskā teorija.

Cilindriskā zobratā ar taisniem zobiem ģeometriski kinematiskie apstākļi visvieglāk aplūkojami, jo šeit pietiek aplūkot vienu transversalgriezumu (perpendikulari zobrata asij). Visi citi transversalgriezumi būs absoluti identiski ne tikai pēc konfiguracijas, bet arī pēc stāvokļa telpā, atskaitot pārvietojumu aksialā virzienā, kas, acīmredzot, lomu nespēlē. Tādēļ šo pārvadu arī ņemsim par priekšstāvi mūsu teoretiskai izpētīšanai. Aplūkojot turpmāk citādus pārvadus, mums pietiks papildināt šeit iegūto pamatteoriju, par cik tas vajadzīgs, lai ievērotu attiecīgo pārvadu īpatnības. Kā redzēsim, šie papildinājumi ir relativi ne visai lieli.

Galvenais sazobes kinematikas likums.

Galvenā prasība, ko uzstāda katram zobratu pārvadam (atskaitot elliptiskos) ir, ka pārnesuma skaitlim $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ japaliek konstantam. Tas nozīmē, ka, dzinējvārpstai vienmērīgi rotējot, arī dzītai vārpstai jāgriežas vienmērīgi bez paātrinājumiem; t. i., ja $\omega_1 = \text{const}$, tad arī $\omega_2 = \text{const}$.

Ka šī prasība zobratu pārvada gadijumā nebūt nav eo ipso izpildīta, kļūs skaidrs, ja aplūkosim saskaršanos starp abu ratu zobiem jeb t. s. sazobi dažādās fazēs. Saskaršanās jeb t. s. sazobes punkts pārvietojas pa zobu profilu sānu jeb t. s. flanku līnijām, un tādēļ momentu pleci abiem ratiem mainas (sk. 571. zīm.). Tādos apstākļos drīzāk sagaidams, ka ar $\omega_1 = \text{const}$ mēs dabūsim $\omega_2 \neq \text{const}$. Kā redzēsim, vienīgi pildot specialu noteikumu, t. s. galveno sazobes likumu, teoretiski varētu sasniegt arī $\omega_2 = \text{const}$.



571. zīm.

Praktiski nenovēršamu izgatavošanas kļūdu dēļ galveno sazobes likumu nekad neizdodas pildīt absoluti precizi, un tādēļ visi zobratu pārvadi strādā ar lielākiem vai mazākiem paātrinājumiem, resp. periodiskām i maiņām, kas izpaužas troksnī un vibracijās.

Aplūkosim tagad galveno sazobes likumu.

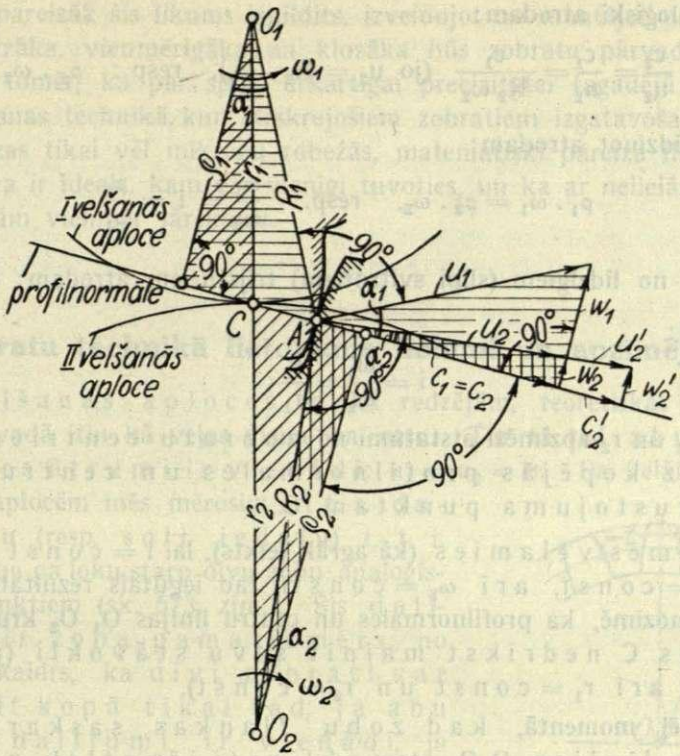
Iedomāsimies, ka 2 zobratu (ar centriem O_1 un O_2) zobi saskaras jeb, kā saka, „atrodas sazobē" punktā A (572. zīm.), kura momentanie radiji ir R_1 un R_2. Ja zobratu momentanie leņķu ātrumi ir ω_1 un ω_2, tad:

I rata punkta A aploces ātrums ir: $u_1 = \omega_1 R_1$;

II „ „ „ „ „ : $u_2' = \omega_2 R_2$.

Velkam zobu profilu līkņu saskaršanās (resp. sazobes) punktā A kopēju profilu normali (kas divām līknēm saskaršanās punktā vienmēr iespējams) un sadalam aploces ātrumus u_1 un u_2' katru divās komponentēs: c_1, resp. c_2' profilnormales virzienā un w_1, resp. w_2' tai perpendikulārā virzienā.

Viegli redzēt, ka ātrumu komponentēm normales virzienā jābūt vienādām: ja $c_1 < c_2'$, zobi aties nost viens no otra, un sazobe būs pārtraukta; ja $c_1 > c_2'$, pirmam zobam jāie-



572. zīm.

spiežas otrā zobā, līdz ar ko zobu formai pilnīgi jāmainas. Tā tad, lai sazobe būtu pareiza, vienīgā iespēja paliek $c_1 = c_2$, kas arī parādīts skicē. Bet tad $u_2' = u_2$.

P i e z ī m e. Perpendikularās komponentes w_1 un w_2 (w_2' vietā, sk. 572. zīm.), vispārīgi runājot, n e v a r l ī d z i n ā t i e s, jo u_1 un u_2 virzieni nav vienādi. Tādēļ zobu sānu virsmas jeb f l a n k a s sazobes laikā v i e n m ē r s l ī d c i t a p a c i t u. Vienīgais izņēmums šajā ziņā ir sazobes punkts, kas atrodas uz zobratu centru līnijas $O_1 O_2$. Ja zobi šeit saskaras, tad momentanie aploces ātrumi u_1 un u_2 sakrīt vērtībā un virzienā, un slīdes momentani nav. Tuvāk par slīdes apstākļiem turpmāk.

Nolaižot no centriem O_1 un O_2 perpendikulus ρ_1 un ρ_2 uz profilnormali, mēs dabūjam 2 pārus līdzīgu trijstūru (horizontali un vertikali svītrotus), no kuriem atrodam:

$$\frac{\rho_1}{R_1} = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_1}{R_1 \cdot \omega_1} \quad (\text{jo } u_1 = R_1 \cdot \omega_1), \quad \text{resp.:} \quad \rho_1 \cdot \omega_1 = c_1.$$

Analoģiski atrodam:

$$\frac{\rho_2}{R_2} = \frac{c_2}{u_2} = \frac{c_1}{u_2} = \frac{c_1}{R_2 \omega_2} \quad (\text{jo } u_2 = R_2 \cdot \omega_2), \quad \text{resp.:} \quad \rho_2 \cdot \omega_2 = c_1.$$

Pielīdzinot atrodam:

$$\rho_1 \cdot \omega_1 = \rho_2 \cdot \omega_2, \quad \text{resp.:} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = i = \frac{\rho_2}{\rho_1}.$$

Bet no līdzīgiem (slīpi svītrotiem) trijstūriem atrodam: $\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{r_2}{r_1}$, un tādēļ:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1},$$

kur ar r_1 un r_2 apzīmēti atstatumi no zobratu centriem O_1 un O_2 līdz kopējās profilnormales un centru līnijas krustojuma punktam C.

Ja mēs vēlamies (kā agrāk teikts), lai i = const (resp. ja ω_1 = const, arī ω_2 = const), tad iegūtais rezultats, ācīmredzot, nozīmē, ka profilnormales un centru līnijas O_1 O_2 krustojuma punkts C nedrīkst mainīt savu stāvokli (jo tad jābūt arī r_1 = const un r_2 = const).

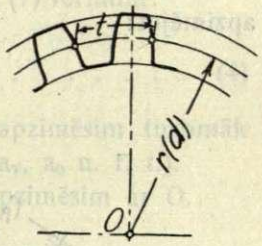
Tādēļ momentā, kad zobu flankas saskaras uz centru līnijas O_1O_2, tam obligati jānotiek punktā C. Šeit abu zobratu aploču ātrumu virzieni ir vienādi (perpendikulari O_1O_2) un vērtības arī vienādas (jo taisnleņķu trijstūru katetas c, kā redzējām, ir vienādas); citiem vārdiem, šajā momentā — un i, ω_1 un ω_2 konstances dēļ arī ikkatrā citā momentā — zobratu relativā kustība notiek tā, itin kā divas aploces ar radijiem r_1 un r_2 vienmērīgi veltos viena pa otru, piekam relativās kustības pols ir punkts C. Zobratu teorijā šīs iedomātās aploces (uz kurām u ir vienādi) sauc par velšanās aplocēm. Relativās kustības polu C resp. velšanās aploču saskaršanās un reizē krustojuma punktu ar centru līniju O_1O_2 pieņemts saukt par velšanās punktu jeb velšanās centru.

Ar šiem apzīmējumiem galveno sazobes kinematikas likumu varētu formulēt vienkāršā veidā: lai *i* paliktu konstants, kopējai profilnormalei ikkatrā sazobes punktā arvien jāiet caur velšanās punktu *C*.

Jo pareizāk šis likums izpildīts, izveidojot un montējot pārvadus, jo pareizāka, vienmērīgāka un klusāka būs zobratu pārvada gaita. Skaidrs tomēr, ka par spīti ārkārtīgai precizitatei tagadējā zobratu izveidošanas technikā, kur ātrskrejošiem zobratiem izgatavošanas kļūdas grozas tikai vēl mikronu robežās, matematiski pareiza flanku izveidošana ir ideals, kam var vienīgi tuvoties, un ka ar nelielām gaitas svārstībām vienmēr jārēķinas.

Zobratu technikā lietojamie lielumi un apzīmējumi.

Velšanās aploces ir, kā redzējām, teoretiskās aploces, kas pārvadā itin kā veļas viena pa otru. Tur tā tad abu ratu aploces ātrumi ir vienādi: $u_1 = u_2 = u$. Pa lielākai daļai uz šim aplocēm mēs mērosim arī t. s. dalijumu (resp. soli, iedaļu) t, t. i. atstatumu pa loku starp divu zobu analoģiskiem punktiem (sk. 573. zīm.). Šis dalijums ir zoba pamatizmērs; no skices skaidrs, ka divi zobrati var strādāt kopā tikai tad, ja abu ratu dalijumi ir vienādi, jo citādi viena rata zobi nemaz nevar ietilpt pretrata robos.



573. zīm.

Piezīme. Kā vēlāk redzēsim, mēs ērtības labad parasti atvietojam dalijumu ar tam proporcionalu lielumu — t. s. modulu.

Ir tomēr gadijumi, un pie tam taisni gandrīz vienīgi mūsu laikos lietotā evolventu sazobē, kad dalijumus nemēro uz velšanās aplocēm. Kā mēs vēlāk redzēsim, evolventu zobratu asu atstatumu ir iespējams mainīt zinamās robežās, neiespaidojot sazobes precizitati; starp citu šo apstākli izmanto tagadējā technikā t. s. zobratu korrekturu izdarīšanai, par kurām runāsim vēlāk. Bet asu atstatumiem tādējādi mainoties, katru reizi mainas arī velšanās aploču radiji. Mērot uz tām dalijumu, nozīmētu iegūt mainīgu, nenoteiktu skaitli, kas praksē būtu pardaudz neērti. Tādēļ šādos gadijumos vienojas mērot dalijumu uz velšanās aplocēm, kas atbilst zobratu izgatavošanas stāvoklim un ko varētu nosaukt par dalijuma aplocēm (simbols T). Faktiskā darba stāvoklī velšanās aploces var būt citas, ar citādiem radijiem r′ (simbols V).

Pa lielākai daļai gan arī vēlāk darbā velšanās aploces sakritīs ar dalijuma aplocēm (T = V). Tādēļ vecākā literaturā, kur zobratu korrekturas vēl nav aplūkotas, abas ir identificētas. Arī mēs p a l i e l ā k a i d a ļ a i tā rīkosimies, t. i. iedomāsimies, ka T ir tajā pašā laikā arī V.

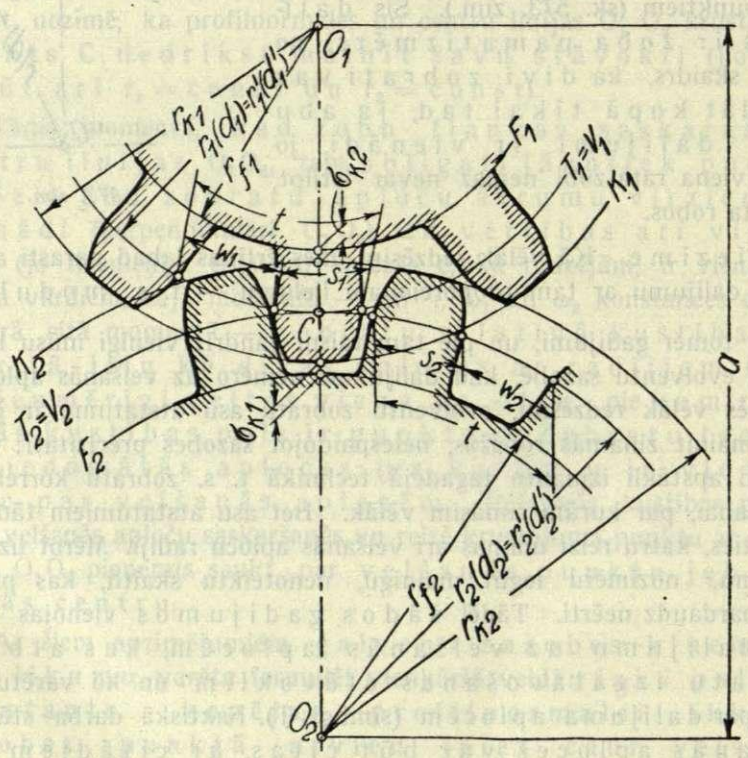
Bet vispārīgi ņemot, atšķirība ir jātaisa: uz v e l š a n ā s a p l o c ē m $u_1 = u_2 = u$ ir vienādi; uz d a l i j u m a a p l o c ē m pastāv sakarība:

$$t \cdot z = 2 \pi r = \pi d, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

ja ar z apzīmē zobu skaitu,
„ t „ dalijumu,
„ r „ dalijuma aploces radiju,
„ d „ „ „ caurmēru.

No (1) formulas atrodam: $d = 2r = \frac{t}{\pi} \cdot z$;

apzīmējot:



574. zīm.

$$\frac{t}{\pi} = m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

un nosaucot to, kā tas pieņemts, par m o d u l u, mēs atrodam:

$$d = 2r = mz \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

t. i. d a l i j u m a a p l o c e s c a u r m ē r s l ī d z i n a s m o d u l a m r e i z z o b u s k a i t a m.

Lai dalijuma aploces caurmērs, resp. radijs neiznāktu transcendents skaitlis, kas radītu neērtības aprēķinos un konstrukcijās, tad modulu pieņem noapaļotos mm vai mm decimaldaļās. Piem., Vācijā moduli normēti pēc šādas tabulas:

0,3; 0,35; 0,4; . . 0,75; 0,8; 0,9; 1,0; 1,25; 1,5; . . . 3,75; 4,0; 4,5; 5,0; . . . 6,5; 7,0; 8,0; 9,0; . . 15,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,0; 24,0; 27,0; 30,0; . . . 42,0; 45,0; 50,0; 55,0; . . . 70,0; 75,0.

Diviem sazobē esošiem zobratiem (574. zīm.) ar z_1, r_1, d_1 un z_2, r_2, d_2 atrodam no (V. 1a) formulas: $i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1}$ ar (1) formulu:

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

A t s t a t u m u s t a r p z o b r a t u asīm apzīmēsim turpmāk ar a, vajadzības gadijumā ar dažādiem indekiem (a_v, a_o u. t. t.).

Z o b r a t u r o t a c i j a s a s i s (centrus) apzīmēsim ar O.

V e l š a n ā s p u n k t u — ar C.

D a l i j u m a a p l o c e s apzīmēsim ar simbolu T, to ⌀⌀ un radijus — ar d un r.

J a v e l š a n ā s a p l o c e s n e s a k r ī t a r d a l i j u m a a p l o c ē m, apzīmēsim tās ar simbolu V, to ⌀⌀ un radijus — ar d′ un r′.

Zoba d a ļ u v i r s d a l i j u m a a p l o c e s (resp. c i l i n d r a, ja ievēro visu zoba dziļumu aksialā virzienā) sauksim par g a l v u, daļu zem dalijuma aploces — par k ā j u. Galvas ierobežo g a l v a s a p l o c e (resp. cilindrs), ko apzīmēsim ar simbolu K, un kura caurmēru un radiju apzīmēsim ar d_k un r_k. Kājas ierobežo k ā j a s a p l o c e (resp. cilindrs), kura simbols būs F, un kura caurmēru un radiju apzīmēsim ar d_f un r_f.

Zobu sānu līknes (resp. virsmas), pa kurām notiek sazobe, sauksim par z o b u f l a n k ā m. K r e i s ā u n l a b ā f l a n k a s i r g a n d r ī z v i e n m ē r a t s p o g u ļ o t i s i m m e t r i s k a s — t. i. arī z o b s i r s i m m e t r i s k s (simmetrijas plakne ir vidējā meridionalplakne).

D a l i j u m u (soli, iedaļu) uz dalijuma aplocēm apzīmēsim ar t; tas ir obligatoriski v i e n ā d s abiem zobratiem pārvadā.

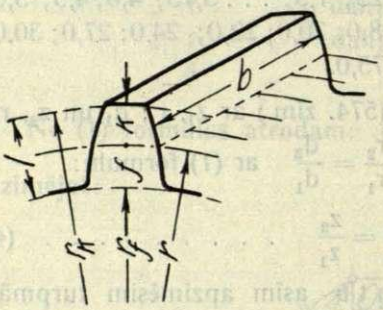
Zoba platumu uz dalijuma aploces apzīmēsim ar s.

Roba platumu uz dalijuma aploces apzīmēsim ar w.

Pārvadā pastāv, acīmredzot, sakarība:

$$s_1 + w_1 = s_2 + w_2 = t \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Ja zoba vai roba platumi ir mēroti citās vietās, tad pieliekami attiecīgie indeki; piem., uz kājas aploces varētu lietot apzīmējumus s_f resp. w_f.



575. zīm.

Pa lielākai daļai abiem zobratiem pārvadā zobu un robu platumi ir attiecīgi vienādi, t. i. $s_1 = s_2$ un $w_1 = w_2$. Nevienādus platumus lieto, ja materiali stipri atšķiras vai ja zobi jākorrigē (sk. turpmāk).

Atstatumu (spraugu) starp abu zobratu zobu flankām, kas mērots pa dalijuma aploci (dažreiz arī pa t.s. sazobes līniju, sk. turpmāk), sauksim par flanku spēli un apzīmēsim to ar σ_f;

$$\sigma_f = w_1 - s_2 = w_2 - s_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Atstatumu starp viena rata galvas aploci un otra rata kājas aploci, kas mērots pa centru līniju, sauksim par galvas spēli un apzīmēsim to ar σ_k;

$$\sigma_{k1} = a - (r_{k1} + r_{f2}); \quad \sigma_{k2} = a - (r_{k2} + r_{f1}) \quad \ldots \quad (7)$$

Visbiežāk praksē gadas, ka $\sigma_{k1} = \sigma_{k2} = \sigma_k$.

Diference starp galvas un kājas aploču radijiem (sk. 575. zīm.) ir zoba augstums l:

$$l = r_k - r_f \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Diference starp galvas un dalijuma aploču radijiem ir zoba galvas augstums k:

$$k = r_k - r \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Diference starp dalijuma un kāju aploču radijiem ir zoba kājas augstums f:

$$f = r - r_f \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Zoba garumu aksialā virzienā sauksim par zoba dziļumu b.

Visbiežāk praksē sastopams gadijums, kad $\iota_1 = l_2$, $k_1 = k_2$, $f_1 = f_2$, t. i. kad abu zobratu zobu galvenās dimensijas radialā virzienā ir vienādas; tad, acīmredzot:

$$\sigma_{k1} = \sigma_{k2} = \sigma_k \quad \text{un} \quad f = k + \sigma_k.$$

Skaitliskie dati zobu galvenajām dimensijām.

Galvas augstumu k tagad dod atkarībā no modula (agrāk to pieņēma atkarībā no t):

$$k = \xi \cdot m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Visvairāk lietotā un normētā vērtība ir:

$$\xi = 1, \quad \text{resp.:} \quad k = m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11a)$$

T. s. zemiem (strupiem) zobiem (automobiļos, ceļammašinās):

$$\xi = 0{,}8.$$

T. s. augstiem zobiem (specialām vajadzībām, piem., valču pārvados):

$$\xi = \text{līdz } 1{,}2 \text{ un vairāk.}$$

Galvas spēli σ_k ņem:

$$\sigma_k = (0{,}1 \ldots 0{,}3)\ m; \quad \text{visbiežāk:} \begin{cases} \sigma_k \cong \dfrac{m}{6} \cong 0{,}17\ m; \\ \sigma_k \cong \dfrac{m}{5} \cong 0{,}2\ m. \end{cases}$$

Ja abu zobratu zobu galvenās dimensijas ir vienādas, mēs dabūjam t. s. normalo kājas augstumu f:

$$f = k + \sigma_k = (1{,}1 \ldots 1{,}3)\ m; \quad \text{visbiežāk:} \begin{cases} f = 1{,}17\ m; \\ f = 1{,}2\ m, \end{cases}$$

un t. s. normalo zoba augstumu $l = k + f$:

$$l = (2{,}1 \ldots 2{,}3)\ m; \quad \text{visbiežāk} \begin{cases} l = 2{,}17\ m; \\ l = 2{,}2\ m. \end{cases}$$

Zem minimalās galvas spēles $\sigma_k = 0{,}1\ m$ nav ieteicams iet, jo jāatstāj pietiekoša sprauga eventualu metalla skaidu un vispārīgi starp zobiem iekļuvušu cietu ķermenīšu iebīdīšanai, kas citādi varētu iespīlēties starp ratiem un tos bojāt. Tāpat pa lielākai daļai vajadzīga telpa eļļošanas vielas uzkrāšanai. Vajadzības gadijumā tādēļ ieteicams drusku saīsināt galvas augstumu ar novirpošanu (sk. turpmāk korrekturās).

Arī kaut neliela flanku spēle gandrīz vienmēr būs nepieciešama, lai neatļautu zobiem eventuali iespīlēties nevienādās sasilšanas dēļ (skaidrs, ka mazais zobrats ātrāk sasilst, jo tā zobi biežāk no-

nāk sazobē), vai arī izgatavošanas kļūdu dēļ. Atkarībā no pēdējām (resp. no zobratu izgatavošanas veida) tad arī izvēlas flanku spēli.

Konstruktivi to var dažādi sasniegt. Var, piem., izgatavot robus platākus par pretrata zobiem, attiecīgi izkonstruējot modeļus vai darba rīkus, vai arī iebīdot normalus darba rīkus dziļāk robos. Pēdējais paņēmiens derīgs gan tikai t. s. evolventu zobiem, ko apstrādā ar t. s. novelšanas paņēmienu (sk. turpmāk); visos citos gadijumos mēs dabūjam kļūdainas flankas. T. s. evolventu sazobei var izgatavot ratus arī ar vienādiem zobu un robu platumiem, bet pašus ratus resp. to asis drusku atbīdīt citu no citas.

T. s. korrigētos pārvados spēle rodas (kā turpmāk redzēsim) pat automatiski un bieži jāsamazina.

Varētu pielaist apmēram šādas σ_f vērtības:

neapstrādātiem (atlietiem) zobiem: $\sigma_f \cong \frac{t}{20}$;

apstrādātiem zobiem atkarībā no izgatavošanas noteiktības: $\sigma_f \cong \frac{t}{40} \ldots \frac{t}{80}$ un mazāk, it sevišķi t. s. iekšējiem pārvadiem, kur, ratiem sasilstot, σ_f dažreiz pat palielinas.

Ja flanku spēli rada ar dažādu robu un zobu platumu, tad normalā gadijumā (kad abu ratu zobu galvenās dimensijas ir vienādas), šie platumi, acīmredzot, būs:

neapstrādātiem zobiem:

$$w = \frac{21}{40}t; \qquad s = \frac{19}{40}t;$$

apstrādātiem zobiem:

$$w = \left(\frac{41}{80} \ldots \frac{81}{160} \text{ un mazāk}\right)t; \qquad s = \left(\frac{39}{80} \ldots \frac{79}{160} \text{ un vairāk}\right)t.$$

Ja zobu materiali ir ļoti nevienādi (piem., koks un ķets), tad abu zobu (tāpat arī to robu) platumi atšķiras; minētā gadijumā mēs ņemam apmēram:

$$\left.\begin{array}{ll} s_1 \cong 0{,}6\,t; & w_1 = 0{,}4t; \\ s_2 \cong (0{,}35 \ldots 0{,}38)\,t; & w_2 = (0{,}65 \ldots 0{,}62)\,t; \end{array}\right\} \sigma_f = (0{,}05 \ldots 0{,}02)\,t.$$

Zoba dziļuma b vērtības stipri svārstas atkarībā no zobrata uzdevuma, ātruma, apstrādāšanas noteiktības, montažas noteiktības u. t. t. Jo noteiktāka ir montaža un apstrādāšana, jo drošāk var paļauties uz to, ka zobi pareizi saskarsies pa visu dziļumu, un jo lielāku b varēs pielaist. Neapstrādātiem, lēni rotējošiem zobratiem ņem apmēram:

$$b \cong [2...2{,}5\ (...3)]\,t,$$

resp.

$$b \cong [6...8\ (...10)]\,m;$$

Apstrādātiem zobiem atkarībā no rotacijas ātruma ņem apmēram:

$b \cong (3...6)t$, un ļoti labai montažai (eļļas kārbās) līdz pat $(10...12)\,t$, resp.:

$b \cong (10...30)\,m$ un ļoti labai montažai (eļļas kārbās) līdz pat $(30...40)\,m$.

Zobratiem ar slīpiem zobiem iet vēl augstāk — pat līdz $b \cong 40\,t$, resp. 120 m izņēmumu gadijumos.

Zobu flanku līniju un sazobes līnijas ģeometriskās konstrukcijas.

Galvenais sazobes likums (ka kopējai profilnormalei ikkatrā sazobes punktā jāiet caur nekustīgo velšanās punktu) norāda uz to, ka ne ikkatri divi zobu profili var kinematiski pareizi strādāt kopā (t. i. tā, lai $i = \text{const.}$). Tas notiek tikai tad, ja likums būs izpildīts. No kinematiskā viedokļa nekas cits nav vajadzīgs.

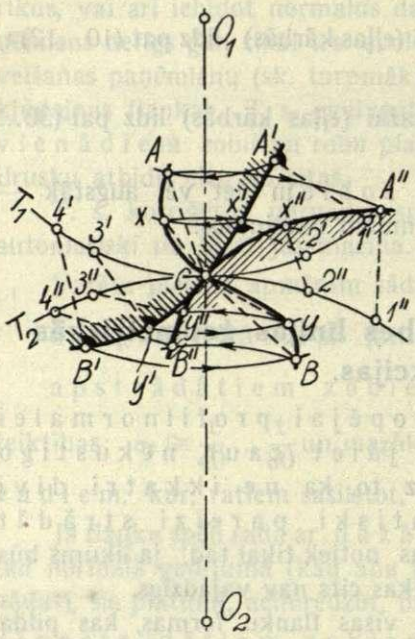
Praktiski lieta ir gan citāda: ne visas flanku formas, kas pilda likumu, ir izdevīgas, piem., no dilšanas, izgatavošanas vai montažas viedokļa, bet šos jautājumus atstāsim turpmākai aplūkošanai; šeit ievērosim pagaidām tikai kinematisko viedokli.

Iedomāsimies, ka mums dotas abas velšanās aploces T_1 un T_2, (resp. to radiji vai caurmēri) un mēs vēlamies konstruēt kinematiski pareizi darbīgas (ar $i = \text{const}$) zobu flankas. Vienu no šīm flankām varam izvēlēties diezgan brīvi. Pilnīgas rīcības brīvības mums šeit gan nav, jo flankas līkne var būt tāda, ka sazobes likumu nemaz nevar pildīt, vai, piem., konstruējamā pretrata flanka var iznākt techniski neizpildama u. t. t. Šo jautājumu varētu teoretiski aplūkot un izpētīt, cik tālu dažādas flanku formas noderīgas. Lai pārāk neplestos plašumā, to šeit nedarīsim — jo vairāk tādēļ, ka praksē ļoti reti konstruē jaunas flanku formas, bet gandrīz vienmēr lieto dažas noteiktas, labi izpētītas līknes.

Uzskicēsim tādēļ kādu I rata zoba flankas formu A′ C B′ (sk. 576. zīm.) apmēram tādu, kādu praksē lieto, uzskatīsim to par derīgu (ja tā tāda nebūs, turpmākā grafiskā konstrukcija to viegli rādīs) un mēģināsim atrast korrespondējošo II rata zoba flanku jeb t. s. pretflanku.

Flanku A′ C B′ zīmēsim caur velšanās punktu C, kas ievērojami vienkāršo konstrukciju.

Izvēlamies uz flankas A′ C B′ kādu punktu x′ un tur velkam normali x′ 2′ pret līkni, līdz tā krustojas ar T_1. Kad punkts x′ nonāk sazobē ar kādu pretflankas (pagaidām nezinamu) punktu, tad pēc sazobes likuma šai normalei x′ 2′ jāiet caur C. Bez tam, zobratiem rotējot, punkts x′ kustas telpā pa aploci x′x ap centru O_1. Tādēļ viegli atrast punktu x telpā, kur x′ nonāk sazobē, ja no centra C iegriež šajā aplocē ar Cx = = 2′ x′. To pašu proceduru var izdarīt ar citiem dotās flankas punktiem, piem., A′, y′, B′, iegūstot analoģiskā veidā attiecīgos sazobes punktus A, y, B. Bez tam vēl, kā, sazobes likumu aplūkojot, redzējām, arī velšanās punkts C ir sazobes punkts. Savienojot tā iegūtos punktus A x C y B (ko vajadzības gadijumā var vēl papildināt ar starppunktiem) ar nepārtrauktu līkni, atrodam, acīmredzot, visu sazobes punktu (kur abas flankas saskaras) ģeometrisko vietu telpā, ko sauc par sazobes līniju.



476. zīm.

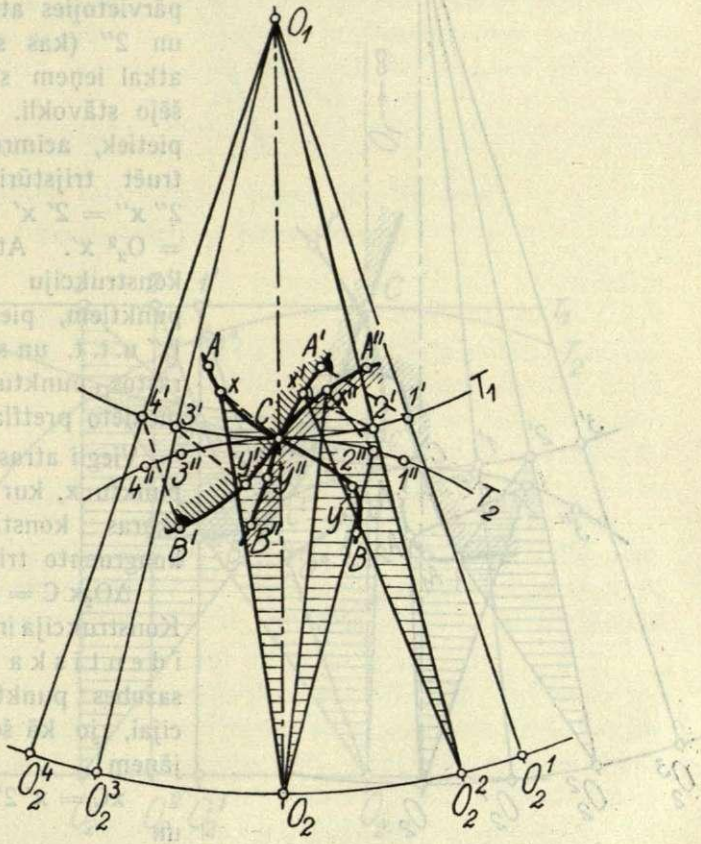
Izdarot tālāk šo konstrukciju pretējā virzienā, atradīsim meklēto pretrata flanku. Kā redzējām, zobratiem rotējot, abas dalijuma aploces (šeit pieņemts normals gadijums, kad tās ir arī velšanās aploces) veļas viena relativi pret otru, resp. noietie ceļi uz abām aplocēm ir vienādi. Atrodam tādēļ 1′ punktam atbilstošo punktu 1″ uz T_2, konstruējot $\smile C1'' = \smile C1'$, un tāpat pārējos punktus 2″, 3″, 4″ (un vairāk vajadzības gadijumā).

Tālāk prātojam šādi: meklētās pretflankas punkts, piem., x″, kas saskaras ar pirmās flankas punktu x′ sazobes līnijas punktā x, kustas pa aploci xx″ ap centru O_2. Pirmās flankas normales garums punktā x′ bija x′2′ = xC; tikpat garai jābūt arī meklētās flankas normalei punktā x″, jo normale sazobes momentā abām flankām bija kopēja. Punktam 2′ uz T_1 atbilst 2″ uz T_2; tam jāsakrīt ar 2′, kad x′ nonāk sazobē ar x″. Tā tad pietiek iegriezt no 2″ ar 2″x″ = 2′x′ = Cx aplocē xx″ ar centru O_2. Atkārtojot šo konstrukciju punktiem A″, y″, B″

u. t. t. un savienojot punktus ar nepārtrauktu līkni, atradīsim meklēto pretflanku, kas konstruēta uz sazobes likuma pamata, tā tad kinematiski pareizi.

Aprādīto paņēmienu deva Reuleaux. Šī paņēmiena priekšrocība ir tā, ka pretflanku atrod pēc punktiem ar ģeometriskām konstrukcijām; līkne būs tik noteikta, cik noteikti izdodas vilkt normales pret pirmā rata pieņemto flanku. Pa ceļam iegūst arī ļoti svarīgo sazobes līniju, kas, kā vēlāk redzēsim, spēlē ievērojamu lomu zobratu teorijā.

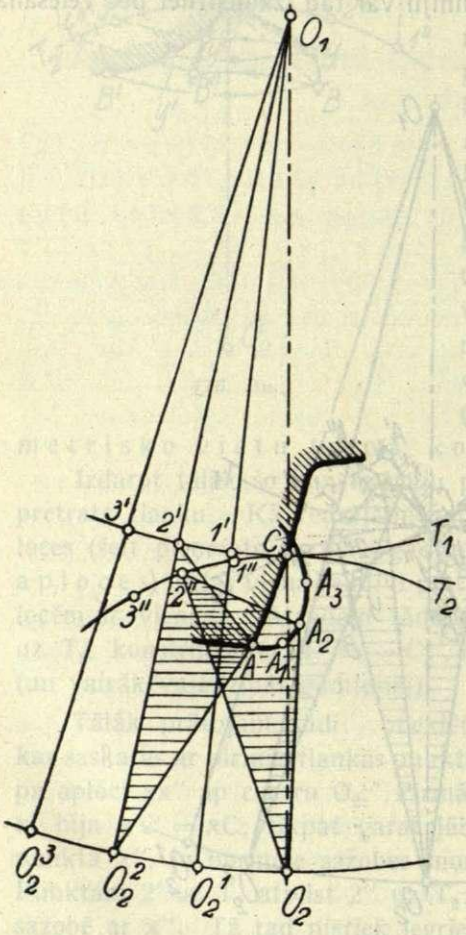
Citu paņēmienu dod Rötscher's (577. zīm.). Šeit pretflanku var konstruēt bez sazobes līnijas starpniecības (kā tas bija nepieciešams Reuleaux paņēmienā). Sazobes līniju var tad izkonstruēt pēc vēlēšanās atsevišķi.



577. zīm.

Dotas atkal abu zobratu T_1 un T_2 un I rata zoba flanka A′ C B′. Ņemam kā agrāk kādu flankas punktu x′ un velkam normali x′2′, līdz tā krustojas ar T_1. Pēc tam noveļam T_2 pa T_1 tā, lai velšanās punkts pārvietotos, piem., punktā 2′, kuram uz T_2 atbilst 2″; 2″ atrodam atkal no noteikuma $\smile C2'' = \smile C2'$. O_2 tagad pārgājis jaunā stāvoklī — O_2^2, kas viegli atrodams, velkot no centra O_1 aploci caur O_2 un tālāk taisni $O_1 2'$, līdz tā krustojas ar aploci punktā O_2^2.

Ja velšanās centrs atrodas stāvoklī 2′, tad x′ atbilstošais pretflankas punkts x″ sakritīs ar x′, — jo x′ 2′ ir normale caur velšanās punktu, bet pēc sazobes likuma tad tā ir abu flanku k o p ē j ā normale sazobes punktā. Noveļot tālāk T_2 atpakaļ izejas stāvoklī (lai T_1 un T_2 saskartos atkal punktā C), viegli atrast x″ stāvokli, ja konstruējam $\Delta O_2 x'' 2'' = \Delta O_2^2 x' 2'$, jo O_2^2 tagad pārvietojies atpakaļ uz O_2, un 2″ (kas sakrita ar 2′) atkal ieņem savu iepriekšējo stāvokli. Ģeometriski pietiek, acīmredzot, konstruēt trijstūri ar lokiem: $2'' x'' = 2' x'$ un $O_2 x'' = O_2^2 x'$. Atkārtojot šo konstrukciju vairākiem punktiem, piem., A″, y″, B″ u. t. t. un savienojot atrastos punktus, atradīsim meklēto pretflanku.



578. zīm.

Viegli atrast arī sazobes punktu x, kur x′ un x″ saskaras, konstruējot trešo kongruento trijstūri:

$$\Delta O_2 x\, C = \Delta O_2 x'' 2''.$$

Konstrukcija ir, acīmredzot, i d e n t i s k a Reuleaux sazobes punkta konstrukcijai, jo kā šeit, tā arī tur jāņem

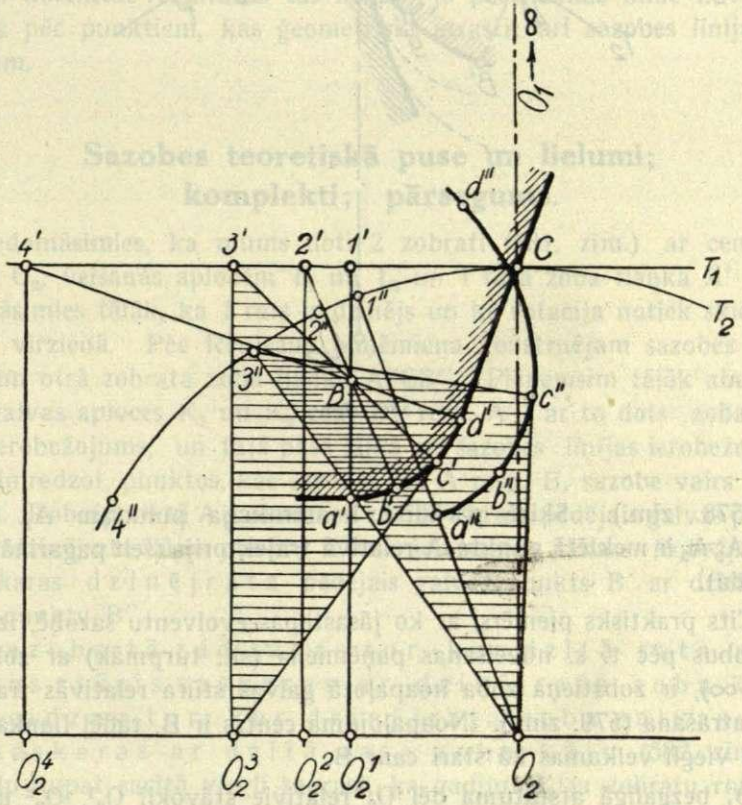
$$xC = x''2'' = x'2'$$

un

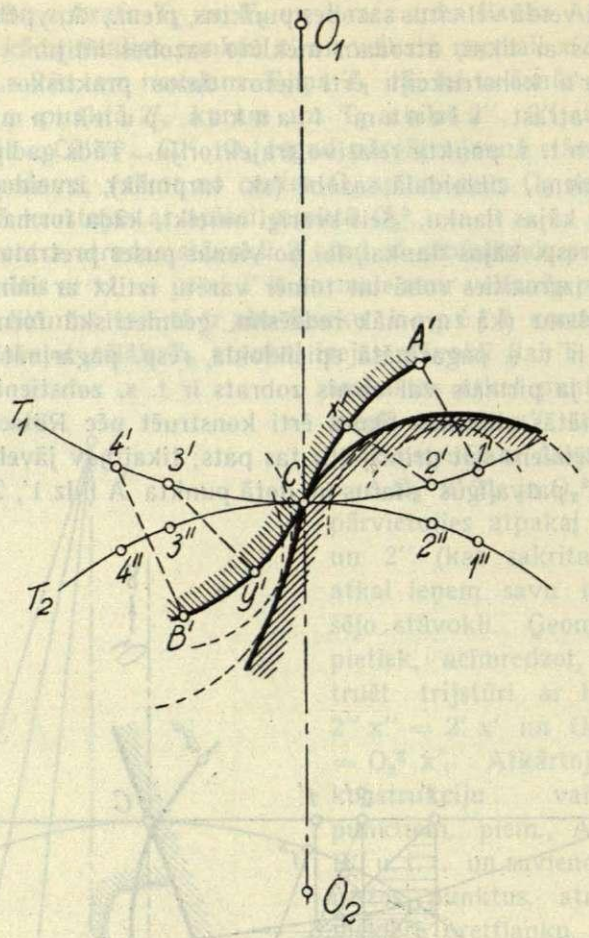
$$O_2 x = O_2 x''.$$

Atrodot tādā veidā vēl citus sazobes punktus, piem., A, y, B u. t. t. un savienojot tos ar līkni, atrodam meklēto sazobes līniju.

Rötscher'a konstrukciju ērti lietot dažos praktiskos gadijumos. Var, piem., atrast vienam flankas punktam atbilstošo pretflanku jeb t. s. punkta relativo trajektoriju. Tāds gadijums praksē sastopams, piem., cikloidalā sazobē (sk. turpmāk), izveidojot t. s. nedarbīgo zobu kājas flanku. Šeit svarīgi noteikt, kāda forma jādod pretrata robam, resp. kājas flankai, lai no vienas puses pretrata zoba stūris varētu brīvi izgrozīties robā un tomēr varētu iztikt ar minimalu zoba kājas vājināšanu (kā turpmāk redzēsim, ģeometriskā forma relativai trajektorijai ir t. s. pagarinātā epicikloida, resp. pagarinātā evolventa vai cikloida, ja pirmais vai otrais zobrats ir t. s. zobstienis; vispārīgi visas pagarinātās cikliskās līknes ērti konstruēt pēc Rötscher'a pāņēmiena). Paņēmiens šeit principā ir tas pats; tikai nav jāvelk normales, bet var ņemt patvaļīgus starus no dotā punkta A līdz 1', 2', 3' u. t. t.



579. zīm.



580. zīm.

(sk. 578. zīm.). Skicē parādīta konstrukcija punktam A_2. Līkne $A\ A_1\ A_2\ A_3$ ir meklētā punkta A relativā trajektorija (šeit pagarināta epicikloida).

Cits praktisks piemērs, ar ko jāsastopas evolventu sazobē, izveidojot zobus pēc t. s. novelšanas paņēmiena (sk. turpmāk) ar zobstieni ($r_1 = \infty$), ir zobstieņa zoba noapaļotā galvas stūra relativās trajektorijas atrašana (579. zīm.). Noapaļojuma centrs ir B, tādēļ flankas normales viegli velkamas kā stari caur B.

O_1 bezgalīgā atstatuma dēļ O_2 relativie stāvokļi O_2^1, O_2^2 u. t. t. atrodami vienkārši ar vertikalēm. Citādi konstrukcija ir tā pati kā

577. zīm., izņemot galējam punktam a', kas atrodas vertikali zem B, un kas tādēļ vienkārši pārnesams uz radiju $1''O_2$ ar $1''a'' = 1'a'$.

Skicē parādīta punkta c'' konstrukcija.

Vienkāršākos gadijumos (piem., zobu stūra relativā ceļa atrašanai) pietiek konstruēt pretflanku pēc P o n c e l e t paņēmiena (580. zīm.). Doti atkal T_1, T_2 un I rata zoba flanka A' C B'. No vairākiem dotās flankas punktiem: A', x', y', B' u. t. t. velk normales pret flanku, līdz tās krustojas ar T_1 punktos 1', 2', 3', 4' u. t. t. Tad atliek uz T_2 atbilstošos punktus 1'', 2'', 3'', 4'' (ar kuriem sakristu T_1 punkti relativās velšanās laikā), t. i. konstruē kā agrāk: $\smile C1'' = \smile C1'$, $\smile C2'' = \smile C2'$ u. t. t.

No 1'' velk loku ar radiju 1'x', no 2'' loku ar radiju 2'A' u. t. t. Meklēto II rata pretflanku atrod zīmējot līkni, kas aptver konstruētos riņķu lokus.

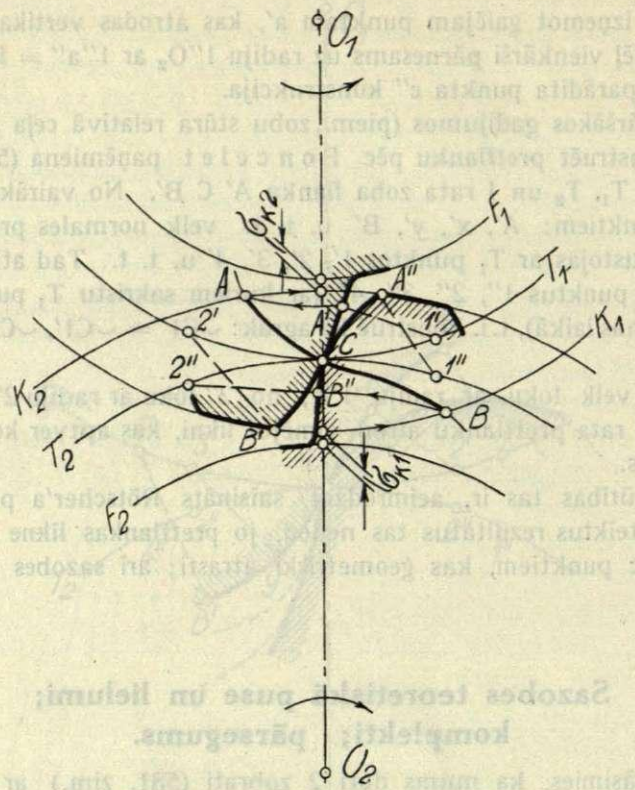
Pēc būtības tas ir, acīmredzot, saīsināts Rōtscher'a paņēmiens. Sevišķi noteiktus rezultatus tas nedod, jo pretflankas līkne nav konstruēta pēc punktiem, kas ģeometriski atrasti; arī sazobes līniju neatrodam.

Sazobes teoretiskā puse un lielumi; komplekti; pārsegums.

Iedomāsimies, ka mums doti 2 zobrati (581. zīm.) ar centriem O_1 un O_2, velšanās aplocēm T_1 un T_2 un I rata zoba flanka A' C B'; iedomāsimies tālāk, ka I rats ir dzinējs un ka rotacija notiek skicē parādītā virzienā. Pēc Reuleaux paņēmiena konstruējam sazobes līniju ACB un otrā zobrata zoba flanku A''CB''. Pieņemsim tālāk abu zobratu galvas aploces K_1 un K_2 caur B', resp. A''; ar to dots zoba galvas ierobežojums, un tajā pašā laikā arī sazobes līnijas ierobežojums, jo, acīmredzot, punktos, kas atrodas aiz A resp. B, sazobe vairs nevar notikt. Robežpunktā A saskaras d z ī t ā II rata pēdējais galvas punkts A'' ar dzinējrata kājas punktu A', un šeit sazobe sākas. Robežpunktā B saskaras d z i n ē j r a t a pēdējais galvas punkts B' ar dzītā rata kājas punktu B''.

S a z o b e t ā t a d s ā k a s t u r, k u r d z ī t ā r a t a z o b a g a l v a s s t ū r i s s a s k a r a s a r d z i n ē j r a t a z o b a k ā j u, u n b e i d z a s t u r, k u r d z i n ē j r a t a z o b a g a l v a s s t ū r i s s a s k a r a s a r d z ī t ā r a t a z o b a k ā j u (582. zīm.).

No nupat sacītā viegli saprast, ka gadijumā, ja zobratu rotacijas virzienu maina pretējā un dzinējrats paliek tas pats I, tad sazobes līnija būs cita. Simmetrisku flanku gadijumā tā būs vienkārši pirmās



581. zīm.

sazobes līnijas atspoguļojums (sk. 582. zīm.). Tāpat viegli redzēt, ka, pārvēršot II ratu par dzinēju, sazobes līnija būs vai nu viena, vai otra no nupat aplūkotām.

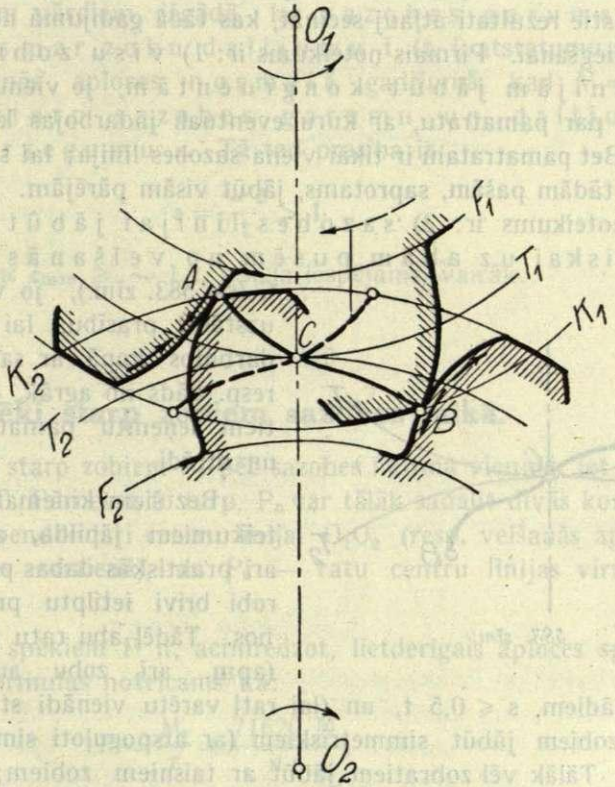
Ja ņemtu lielākas galvas aploces, citiem vārdiem — garākas flankas, tad sazobes līnija arī paliktu garāka. To tā tad teoretiski var iedomāties turpinātu uz abām pusēm. Sazobes līnijas nogriezni ACB, pa kuru faktiski notiek sazobe, sauc par sazobes ceļu. Acīmredzot, to ierobežo galvas aploces.

Kā redzams, pēdējie kāju flanku punkti, kuros notiek sazobe, ir A' un B''; kājas flankas tomēr (kā 581. un 582. zīm. rāda) jāturpina vēl tālāk līdz kāju aplocēm F_1 un F_2, lai dotu pretrata zobam iespēju izgrozīties robā ratu relatīvās kustības laikā un lai radītu pietiekošu galvas spēli σ_k. Kājas flankā tādēļ jāizšķir darbīgā daļa (A'C, resp. B''C) un nedarbīgā daļa (līdz kājas aplocei), kurā sazobe nenotiek, un

kurā tādēļ nekāda zobu saskaršanās nav vēlama.

Skices tālāk rāda, ka viena zoba kājas flanka darbojas kopā tikai ar pretzoba galvas flanku un otrādi, —un tālāk, ka galvas flanka ir arvien garāka par pretrata zoba darbīgo kājas flanku. Tādēļ, zobratiem rotējot, flankas arvien slīd viena par otru (kā to jau tieši pierādījām 519. lpp., iztirzājot sazobes pamatlikumu). Acīmredzot, jo lielāka ir diference starp zoba galvas un pretzoba korrespondējošās darbīgās kājas flankas garumiem, jo stiprāka būs slīde un jo ātrāk dils vispirms īsākā, t. i. kājas flanka.

No 582. zīm. viegli redzams arī relativās slīdes kustības virziens: piem., dzinējrata flankas punkti slīd relativi pret dzītā rata flanku vienmēr uz velšanās aploces pusi; dzītā rata flankas punkti relativi pret dzinējrata flanku otrādi. Slīdes kustības pavisam



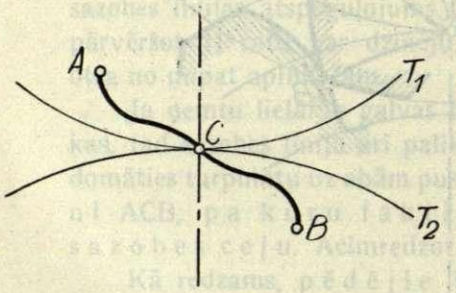
582. zīm.

nav flanku punktos uz velšanās aplocēm, t. i. kad sazobe notiek punktā C. Vienīgi šeit mums ir tīra velšanās kustība flanku starpā ($u_1 = u_2$), un šeit relativā slīdes kustība, acīmredzot, maina savu virzienu (sk. šautriņas 582. zīm.).

Reuleaux konstrukcija (576. un 581. zīm.) tālāk rāda, ka ar dotu velšanās aploci T_1 katrai dotai flankas līnijai (A'CB') atrodama tikai viena īpatnēja sazobes līnija (ACB) un — ja dota pretrata velšanās aploce T_1 — arī tikai viena īpatnēja pretrata zoba flanka (A"CB"). Tādēļ, ja mēs mainam T_2, citiem vārdiem — mainam radiju r_2, resp. pretrata zobu skaitu [jo pēc (3) formulas: $r = \frac{1}{2}$ mz], atstājot T_1, A'CB'un sazobes līniju ACB tās pašas, tad mainīsies arī meklētā pretrata flanka. Tā tad: viena modula ratiem ar dažādiem zobu skaitiem flankas atšķiras.

Praksē var gadīties, ka jākonstruē zobrati, ko pēc vajadzības var apmainīt, lai mainītu pārnesumus (piem., darbmašinās, automobiļos). Nupat atrastie rezultati atļauj secināt, kas tādā gadijumā nepieciešams mērķa sasniegšanai. Pirmais noteikums ir: 1) visu zobratu sazobes līnijām jābūt kongruentām, jo vienu no ratiem var skaitīt par pamatratu, ar kuru eventuali jādarbojas kopā visiem pārējiem. Bet pamatratam ir tikai viena sazobes līnija; lai sazobe būtu iespējama, tādām pašām, saprotams, jābūt visām pārējām.

Otrs noteikums ir: 2) sazobes līnijai jābūt pretēji simmetriskai uz abām pusēm no velšanās punkta C (sk. 583. zīm.), jo var taču arī uzstādīt prasību, lai pamatrats darbotos kopā ar savu kopiju, resp. kāds no agrāk dzītiem ratiem ieņemtu pamatrata vietu un otrādi.



583. zīm.

Bez šiem kinematiskiem noteikumiem jāpilda, acīmredzot, arī praktiskās dabas prasības, lai robi brīvi ietilptu pretrata robos. Tādēļ abu ratu m, resp. t (apm. arī zobu augstumiem) jābūt vienādiem, $s \leqslant 0{,}5$ t, un (lai rati varētu vienādi strādāt abos virzienos) zobiem jābūt simmetriskiem (ar atspoguļoti simmetriskām flankām). Tālāk vēl zobratiem jābūt ar taisniem zobiem; skrūvrati ar slīpiem zobiem nepilda noteikumus (sk. turpmāk).

Zobratus, ko pēc patikas var apmainīt vienu ar otru, netraucējot (vismaz teoretiski) sazobi, sauc par komplektiem.

Sazobes garums, pārsegums.

Par sazobes garumu $\smile e$ mēs sauksim ceļu (loku), ko noiet zoba punkts uz velšanās aploces no sazobes sākuma līdz sazobes beigām. Uz sazobes likuma pamata to viegli atrast grafiskā ceļā, ja uzzīmēti T_1, T_2 un zobu profili: pietiek vilkt normales darbīgo flanku pēdējos punktos (A' 1' un B' 2', resp. A'' 1'' un B'' 2'', sk. 581. zīm.), līdz tās krustojas ar attiecīgām velšanās aplocēm. Tad sazobes garums: $\smile e = 1'C2' = 1''C2'' = 1'C2'' = 1''C2'$, jo pa šo ceļu uz sazobes likuma pamata pārvietojas velšanās punkts, kamēr zobi atrodas sazobē, un tas, acīmredzot, līdzinas minētam zoba punkta (uz velšanās aploces) ceļam. Lai sazobe noritētu bez traucējumiem, acīmredzamā prasība ir, lai nākamais zobu pāris jau iesāktu sazobi, iekams aplūkojamais pāris to izbeidzis; citiem vārdiem, jāgādā, lai sazobes garums $\smile e$ būtu lielāks par zobu dalijumu t (t. i. atstatumu starp zobiem uz velšanās aploces normalā gadijumā, kad V = T). Attiecību starp sazobes garumu un dalijumu sauc par pārsegumu ε. Tā tad prasība ir:

$$\varepsilon = \frac{\smile e}{t} > 1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Praksē vēlams $\varepsilon_{min} \geqslant \sim 1{,}2$, un, ja iespējams, vairāk.

Spēki starp zobiem sazobes laikā.

Normalspēks starp zobiem P_n pēc sazobes likuma vienmēr iet caur velšanās punktu C. Pārnesot to turp, P_n var tālāk sadalīt divās komponentēs: P — perpendikulari centru līnijai O_1O_2 (resp. velšanās aploču kopējās tangentes virzienā), un P_a — ratu centru līnijas virzienā (584. zīm.).

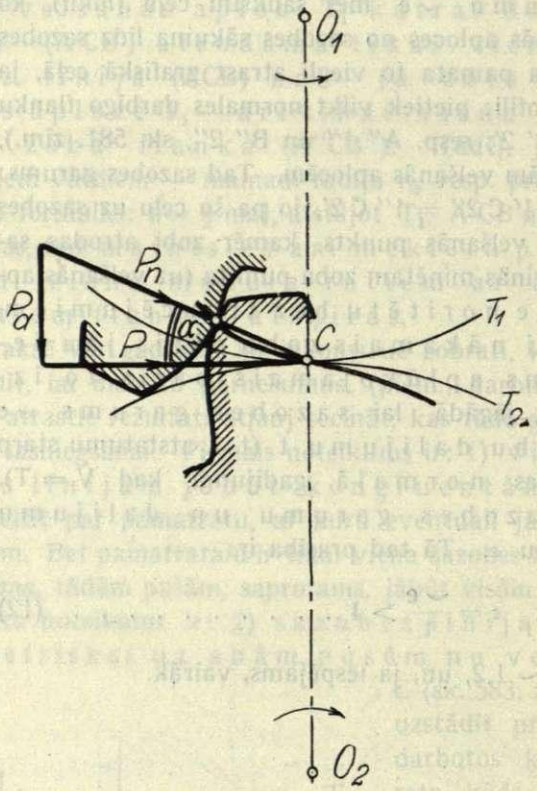
No šiem trim spēkiem P ir, acīmredzot, lietderīgais aploces spēks, kas pēc (V. 3) formulas noteicams kā:

$$P = \frac{M_v}{r} = \frac{71620\ N}{n\,r},$$

kur r ir velšanās aploces radijs.

Apzīmējot leņķi starp kopējo profilnormali un velšanās aploču kopējo tangenti ar α, dabūjam:

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha}\ ;\quad P_a = P \,.\, \mathrm{tg}\,\alpha \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$



584. zīm.

Spēks P_a tiecas, acīmredzot, atbīdīt zobratus vienu no otra nost; lai tas nenotiktu, jāņem pietiekoši solidas vārpstas un konstruktivā daļa, kas savieno pārvada gultņus.

Tā kā vispārīgi ņemot sazobes līnija ir līkne, tad leņķis α mainas un līdz ar to arī P_n un P_a, pieaugot līdz ar α palielināšanu. Ja α = const (kā turpmāk redzēsim, tas ir visbiežākais gadijums praksē), tad arī P_n un P_a ir const.

$P_a = 0$ un $P_n = P$ var būt vai nu velšanās punktā C, ja tur sazobes līnijas tangente sakrīt ar velšanās aploču kopējo tangenti (piem., cikloidalā sazobē), vai arī, ja sazobes līnija ir taisna un horizontala, t. i., ja tā sakrīt ar velšanās aploču kopējo tangenti (piem., tapu stieņa sazobē un iekšējā evolventu sazobē ar $\alpha = 0$).

Cikliskās līknes.

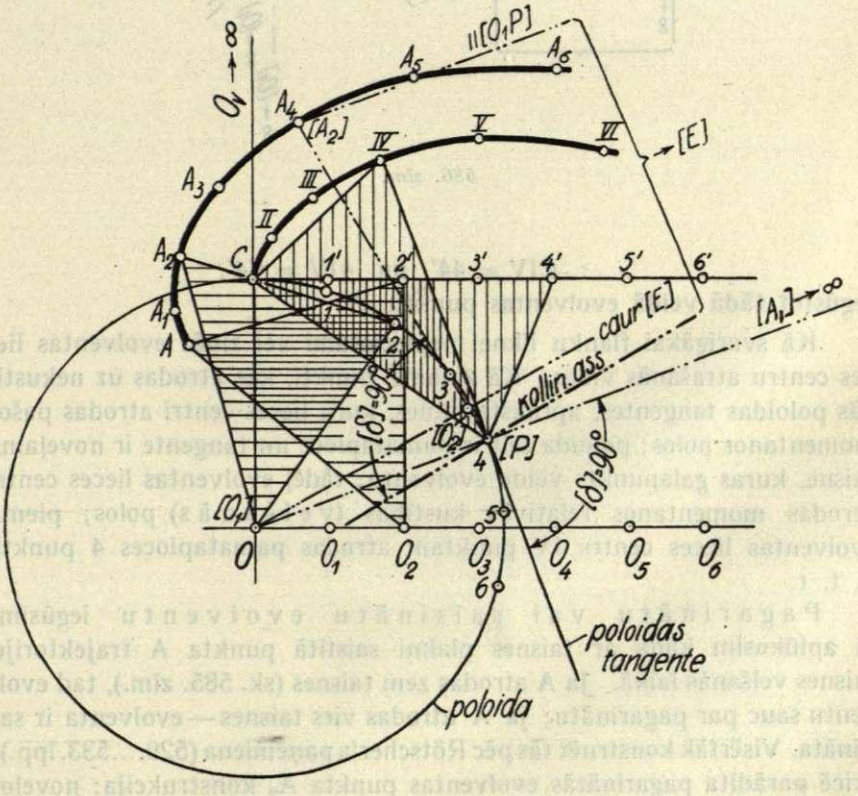
Praksē pa lielākai daļai nerīkojas tā, kā mēs līdz šim darijām, t. i. nepieņem vienu flanku, lai izkonstruētu korrespondējošo otro; tas bieži varētu dot kinematiski un praktiski ne visai labvēlīgus rezultatus. Daudz izdevīgāk ņemt kādas praksē flanku konstruēšanai jau izmēģinātas un teoretiski labi izpētītas līknes, resp. ņemt noteiktas, izpētītas

formas sazobes līniju un izkonstruēt atbilstošās flankas. Flanku līknes tad pa lielākai daļai ir t. s. c i k l i s k ā s l ī k n e s, ko iegūstam kinematiskā veidā, ja veļam vienu aploci ar galīgu vai ∞ lielu radiju pa otru (vai otrādi) un aplūkojam trajektoriju, ko veido kāds veļamās aploces punkts, vai arī kāds aploces plaknē esošais, ar to saistīti domātais punkts.

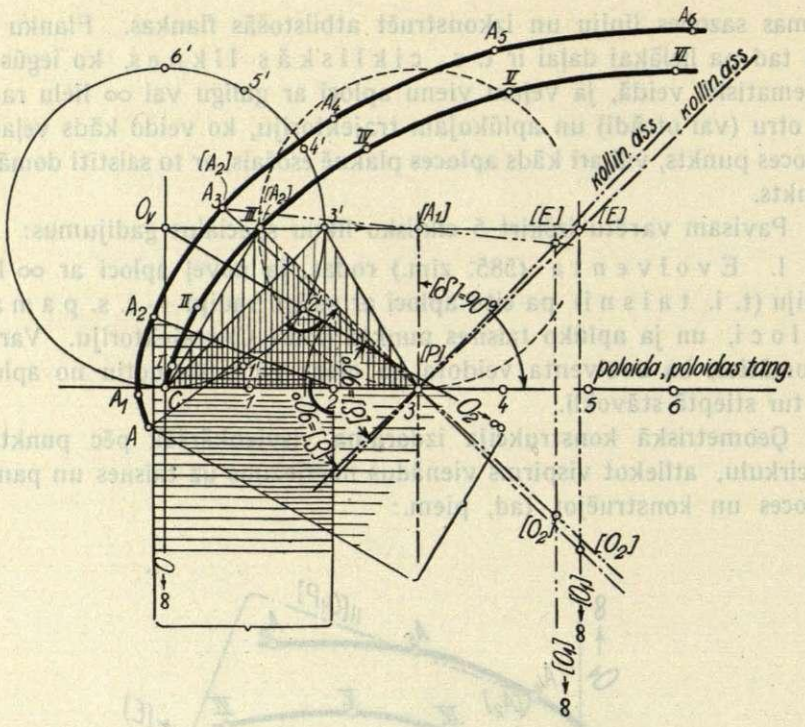
Pavisam varētu izšķirt 5 ciklisko līkņu specialus gadijumus:

I. E v o l v e n t a (585. zīm.) rodas, ja novelļ aploci ar ∞ lielu radiju (t. i. t a i s n i) pa citu aploci ar galīgu radiju — t. s. p a m a t - a p l o c i, un ja aplūko taisnes punkta (kaut C) trajektoriju. Var arī iedomāties, ka evolventa veidota no diega gala, ko notin no aploces un tur stieptā stāvoklī.

Ģeometriskā konstrukcija izdarama visvienkāršāk pēc punktiem ar cirkulu, atliekot vispirms vienādus nogriežņus uz taisnes un pamataploces un konstruējot tad, piem.:



585. zīm.



586. zīm.

$$CIV = 44' \text{ un } 4IV = C4',$$

iegūstot tādā veidā evolventas punktu IV.

Kā svarīgākai flanku līknei nepieciešami vēl zināt evolventas lieces centru atrašanās vietu. Kā zinams, punkti, kas atrodas uz nekustīgās poloidas tangentes, apraksta līknes, kuru lieces centri atrodas pašos momentanos polos; poloida šeit ir pamataploce un tangente ir noveļamā taisne, kuras galapunkts veido evolventu; tādēļ evolventas lieces centri atrodas momentanos relatīvās kustības (v e l š a n ā s) polos; piem., evolventas lieces centrs IV punktam atrodas pamataploces 4 punktā u. t. t.

P a g a r i n ā t u v a i s a ī s i n ā t u e v o l v e n t u iegūsim, ja aplūkosim kāda ar taisnes plakni saistītā punkta A trajektoriju taisnes velšanās laikā. Ja A atrodas zem taisnes (sk. 585. zīm.), tad evolventu sauc par pagarinātu; ja A atrodas virs taisnes — evolventa ir saīsināta. Visērtāk konstruēt tās pēc Rötscher'a paņēmiena (529....533. lpp.); skicē parādīta pagarinātās evolventas punkta A_2 konstrukcija: noveļot pamataploci pa taisni, dabūjam centra stāvokli O_2; pēc tam konstruē

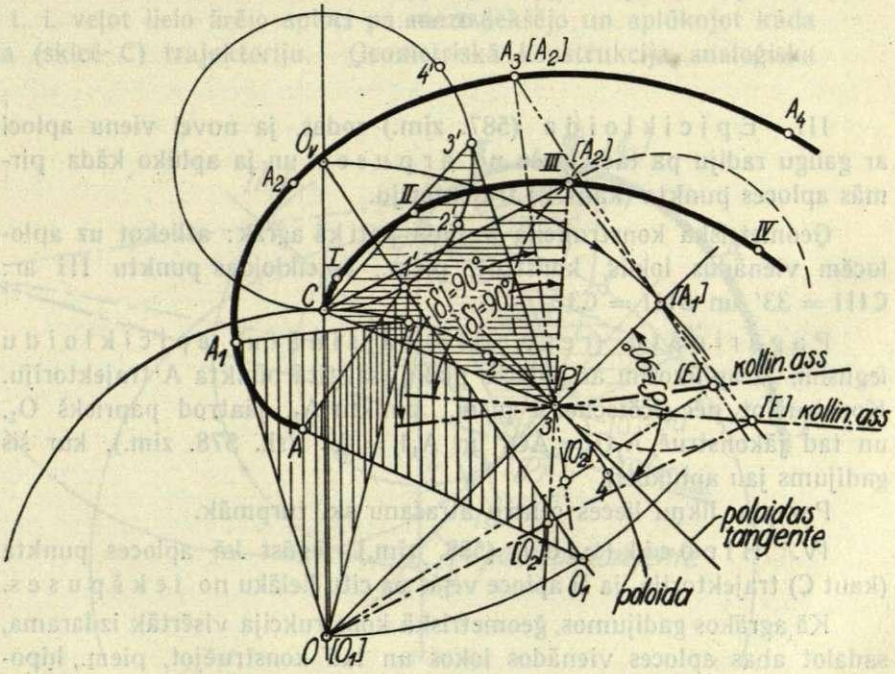
$A_2O = AO_2$ un $A_22 = A2'$, iegūstot punktu A_2. Par šīs līknes lieces centra atrašanu sk. turpmāk.

II. Cikloida jeb ortocikloida (586. zīm.) rodas no pretējās kustības: ja aploce ar galīgu radiju veļas pa taisni, t. i. aploci ar ∞ lielu radiju, un ja aplūko kāda aploces punkta (skicē C) trajektoriju.

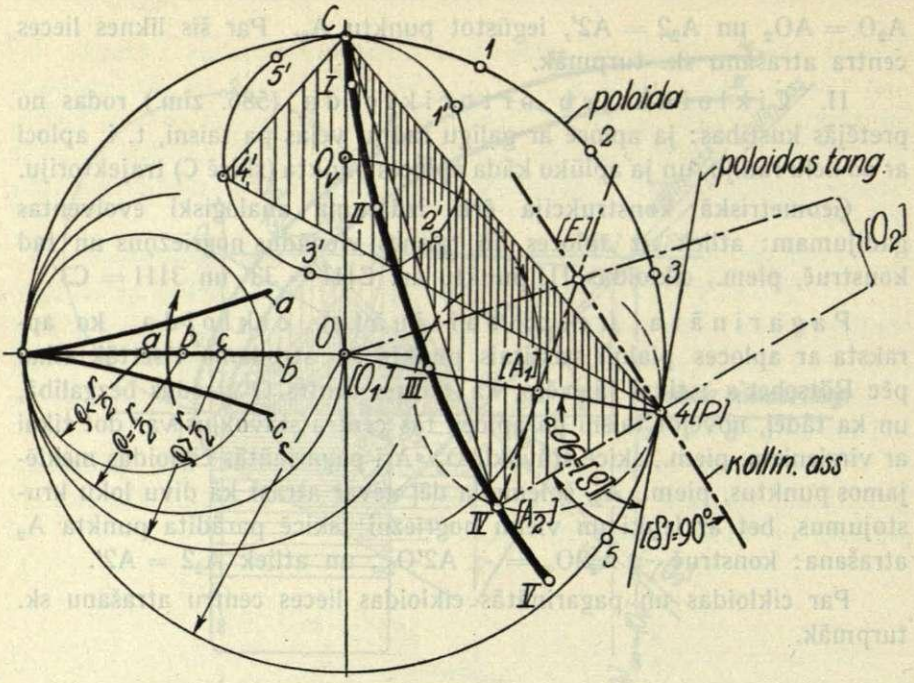
Ģeometriskā konstrukcija ērti izdarama analoģiski evolventas gadijumam: atliek uz aploces un taisnes vienādus nogriežņus un tad konstruē, piem., cikloidas III punktu ar: CIII = 33′ un 3III = C3′.

Pagarināta (resp. saīsināta) cikloida, ko apraksta ar aploces plakni saistītais punkts A, atrodama visērtāk atkal pēc Rötscher'a ; tikai jāievēro, ka taisnes centrs O atrodas bezgalībā, un ka tādēļ, noveļot taisni pa aploci, tās centra stāvokļus var dot tikai ar virzieniem, piem., skicē stāvokli O_2. Arī pagarinātās cikloidas meklējamos punktus, piem., A_2, šī iemesla dēļ nevar atrast kā divu loku krustojumus, bet ar leņķi un vienu nogriezni; skicē parādīta punkta A_2 atrašana: konstruē $\sphericalangle A_22O_\infty = \sphericalangle A2'O_{2\infty}$ un atliek $A_22 = A2'$.

Par cikloidas un pagarinātās cikloidas lieces centru atrašanu sk. turpmāk.



587. zīm.



588. zīm.

III. Epicikloida (587. zīm.) rodas, ja noveļ vienu aploci ar galīgu radiju pa tādu pašu no ārpuses un ja aplūko kāda pirmās aploces punkta (kaut C) trajektoriju.

Ģeometriskā konstrukcija ir tāda pati kā agrāk: atliekot uz aplocēm vienādus lokus, konstruē, piem., epicikloidas punktu III ar: CIII = 33′ un 3III = C3′.

Pagarinātu (resp. arī saīsinātu) epicikloidu iegūsim, ja aplūkosim ar aploces plakni saistītā punkta A trajektoriju. Konstruējot pēc Rötscher'a piem., punktu A_1, jāatrod papriekš O_1, un tad jākonstruē $A_1O = AO_1$ un $A_1l = Al'$ (sk. 578. zīm.), kur šis gadijums jau aplūkots).

Par abu līkņu lieces centru atrašanu sk. turpmāk.

IV. Hipocikloidu (588. zīm.) iegūst kā aploces punkta (kaut C) trajektoriju, ja šī aploce veļas pa citu lielāku no iekšpuses.

Kā agrākos gadijumos, ģeometriskā konstrukcija visērtāk izdarama, sadalot abas aploces vienādos lokos un tad konstruējot, piem., hipocikloidas punktu IV ar: CIV = 44′ un 4IV = C4′.

Iespējamas, saprotams, arī pagarinātas un saīsinātas hipocikloidas. Tā kā praktiskas intereses tām nav, tās nekonstruēsim. Arī šeit ar Rötscher'a paņēmienu tas viegli izdarams.

Hipocikloidas forma ir praktiski diezgan svarīga; tā atkarājas no attiecības starp veļamās aploces radiju ρ un nekustīgās aploces radiju r. Ja

$$\rho < \frac{r}{2},$$

hipocikloida izlocas velšanās virzienā (sk. skicē pa kreisi); ja

$$\rho = \frac{r}{2},$$

hipocikloida pārvēršas radiālā taisnē; ja

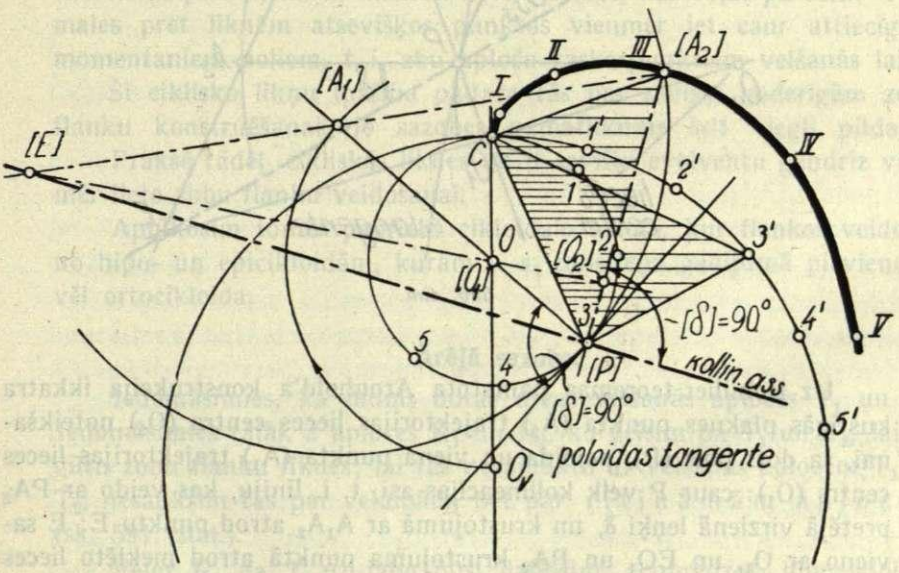
$$\rho > \frac{r}{2},$$

hipocikloida izlocas pretējā virzienā un ar ρ palielināšanu arvien vairāk saīsinas.

Ja $\rho = r$,

tā pārvēršas punktā — jo tad velšanās kustības pavisam vairs nav.

V. Pericikloidu (589. zīm.) iegūst, aplūkojot pretējo kustību, t. i. veļot lielo ārējo aploci pa mazo iekšējo un aplūkojot kāda punkta (skicē C) trajektoriju. Ģeometriskā konstrukcija analoģiska

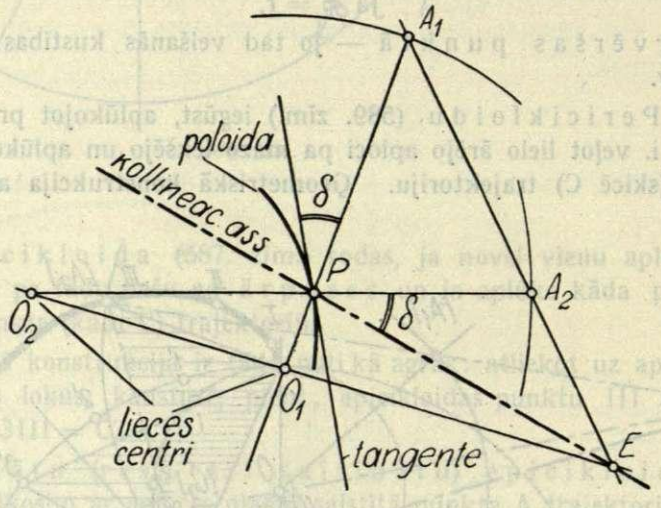


589. zīm.

agrākām: aploces sadala vienādos lokos un tad konstruē, piem., pericikloidas punktu III ar: CIII = 33′ un 3III = C3′.

Arī šeit varētu konstruēt pagarinātas un saīsinātas pericikloidas, ko šeit neaplūkosim, jo tās praksē nav svarīgas.

Lieces centru grafiskā konstrukcija visām cikliskām līknēm viegli iespējama, pamatojoties uz t. s. Bobillier teoremu no kinematikas (590. zīm.): kustīgās plaknes viena punktā (A_1) trajektorijas momentanais lieces radijs (A_1O_1) veido ar nekustīgās poloidas tangenti tādu pat leņķi δ pretējā virzienā, kā plaknes otrā punkta (A_2) trajektorijas momentanais lieces radijs (A_2O_2) veido ar t. s. kollineacijas asi (PE). Kollineacijas asi atrodam, savienojot polu P (kas atrodas lieces radiju krustojuma punktā) ar punktu E, kurā krustojas taisnes, A_1A_2 ar O_1O_2 (t. i. taisnes, kas savieno aplūkojamos punktus, resp. to trajektoriju lieces centrus).



590. zīm.

Uz Bobillier teoremas pamatota Aronhold'a konstrukcija ikkatra kustīgās plaknes punkta (A_2) trajektorijas lieces centra (O_2) noteikšanai, ja dots pols (P), poloida un viena punkta (A_1) trajektorijas lieces centrs (O_1): caur P velk kollineacijas asi, t. i. līniju, kas veido ar PA_2 pretējā virzienā leņķi δ, un krustojumā ar A_1A_2 atrod punktu E; E savieno ar O_1, un EO_1 un PA_2 krustojuma punktā atrod meklēto lieces centru O_2.

Ciklisko līkņu gadijumā poloida ir nekustīgā aploce; pols atrodas momentanos aploču saskaršanās punktos. Par A_1 ērti pieņemt veļamās aploces centru O_v attiecīgā stāvoklī; O_v trajektorijas lieces centrs ir, acīmredzot, nekustīgās aploces centrs O. Līkņu zīmējumos parādītas attiecīgās konstrukcijas ar tādiem pat apzīmējumiem iekavās kā 590. zīmējumā. Evolventai, kā 540. lpp. redzējām, lieces centrs atrodas pašā polā un tādēļ nav noteicams. Pārējām līknēm ar —·—·— līnijām parādīta konstrukcija parasto līkņu lieces centru atrašanai; ar —··—··— līnijām parādīta lieces centru atrašana pagarinātām līknēm. Pagarinātās evolventas gadijumā veļamās aploces — šeit taisnes — centrs atrodas bezgalībā ([A_1]); cikloidas gadijumā nekustīgās aploces—šeit taisnes—centrs atrodas bezgalībā ([O_1]). Tādēļ abos gadijumos konstrukcijas, kā no skicēm redzams, drusku jāmodificē, atstājot tās principiali tādas pat. Visām parastām līknēm lieces centri atrasti tiem pašiem punktiem, kas agrāk konstruēti; pagarinātām līknēm ņemti punkti ar to pašu numeraciju, kā parastām līknēm, lai pols paliktu abām līknēm tas pats.

Cikloidalā sazobe.

Kā mēs redzējām, visas cikliskās līknes var iedomāties kā radušās kinematiskā ceļā, proti — kā kāda punkta trajektorijas. Šis punkts saistīts ar plakni, kuras kustību noteic aploce, kas veļas pa otru. Normales pret līknēm atsevišķos punktos vienmēr iet caur attiecīgiem momentaniem poliem, t. i. abu aploču saskarpunktiem velšanās laikā.

Šī ciklisko līkņu īpašība padara tās par sevišķi noderīgām zobu flanku konstruēšanai, jo sazobes pamatlikums šeit viegli pildams.

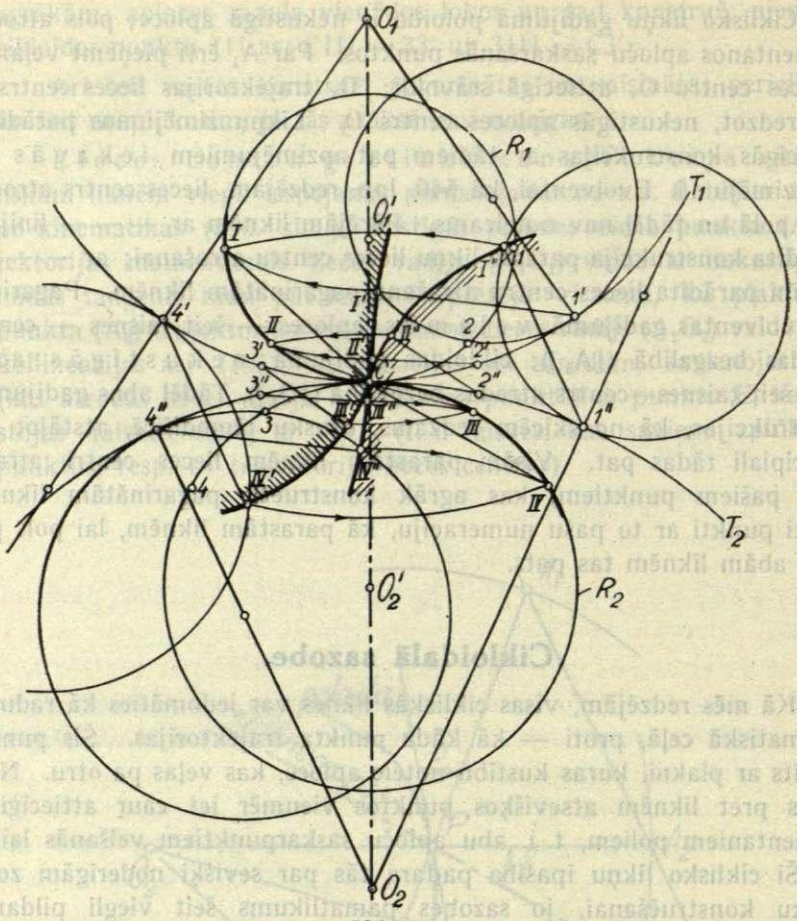
Praksē tādēļ cikliskās līknes un it sevišķi evolventu gandrīz vienmēr lieto zobu flanku veidošanai.

Aplūkosim tomēr papriekš cikloidalo sazobi, kur flankas veidotas no hipo- un epicikloidām, kurām t. s. zobstieņa gadijumā pievienojas vēl ortocikloida.

Ārējā sazobe.

Iedomāsimies, ka mums dotas divas velšanās aploces T_1 un T_2. Iedomāsimies tālāk 2 aploces R_1 un R_2, ko velsim pa T_1 un T_2, lai iegūtu zobu flanku līknes; lai tās nesajauktu ar velšanās aplocēm T_1 un T_2, nesauksim tās par veļamām, bet par ritinamām aplocēm (sk. 591. zīm.).

Veļot R_1 pa T_1 uz labo pusi, dabūsim, acīmredzot, hipocikloidu; veļot to pa T_2 arī uz labo pusi, dabūsim epicikloidu. Skicē abas šīs



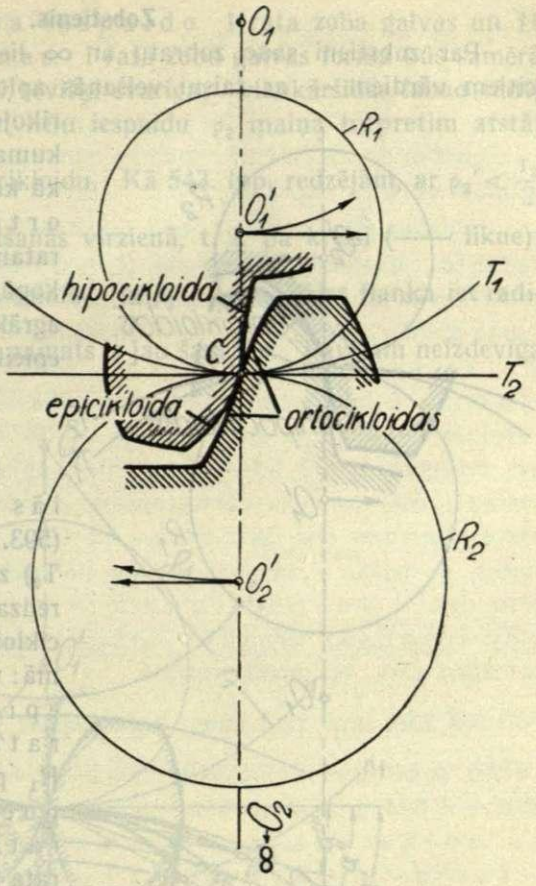
591. zīm.

līknes izkonstruētas pēc 2 punktiem: I′, II′, resp. I″, II″, pie kam ar vienādu skaitli apzīmētie punkti atbilst pa abām velšanās aplocēm noveltam vienādam ceļam: C1′ = C1″ un C2′ = C2″. Līnijas II′ un II′2′ ir (pēc iepriekšējā lappusē sacītā) normales pret hipocikloidu; tāpat I″1″ un II″2″ ir normales pret epicikloidu; pēc konstrukcijas, acīmredzot, bez tam I′1′ = I″1″ un II′2′ = II″2″. Ja mēs tā tad izveidotu pirmā rata zoba kājas flanku pēc konstruētās hipocikloidas un otrā rata zoba galvas flanku pēc konstruētās epicikloidas, tad sazobe būs pareiza, jo izpildīts sazobes pamatlikums: velšanās aplocēm veļoties vienai pa otru, tajā momentā, kad I′ sakrīt ar I″, normales II′ un I″1″ sakritīs — tāpat arī punkti I′ ar I″; citiem vārdiem — kopējā

normale ies caur momentano velšanās punktu. Tas pats, saprotams, attiecas arī uz punktiem II′ un II″, kad 2′ sakrīt ar 2″ u. t. t.

Ja mēs tālāk pēc Reuleaux paņēmiena konstruētu sazobes līnijas punktus I un II, kur minētie zobu flanku punkti nonāk sazobē, tad šie punkti atradisies uz ritinamās aploces R_1 (centrālā stāvoklī), kas pilnīgi skaidrs no konstrukcijas; tā tad: cikloidalās sazobes gadijumā sazobes līnija ir ritinamās aploces loks.

Pirmā rata zoba galvas flanku un otrā rata zoba kājas flanku var atrast identiskā veidā, veļot otro ritinamo aploci R_2 pa kreisi: veļot to pa T_1, dabūsim pirmā rata zoba galvas flanku kā epicikloidu; veļot to pa T_2, dabūsim otrā rata zoba kājas flanku kā hipocikloidu. Sazobes līnijas daļa, kas atbilst šām flanku daļām, pēc analoģijas ar agrāko ir R_2 loka daļa CIII IV.

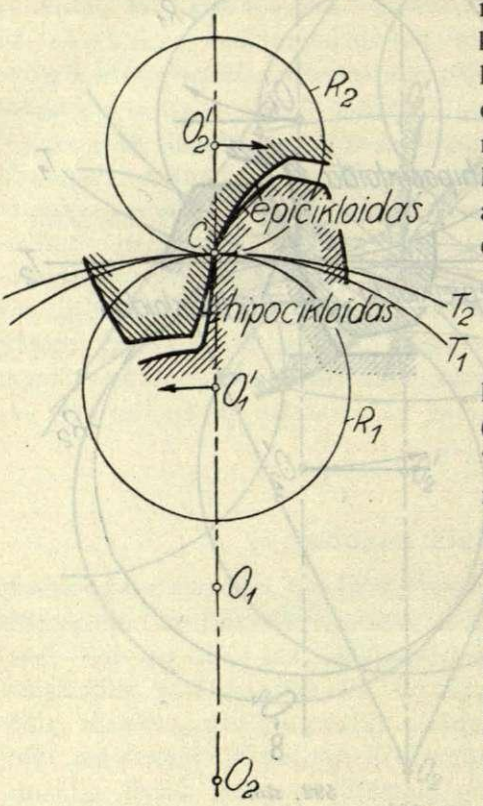


592. zīm.

Vispārigi ņemot, tā tad: ārējai cikloidalai sazobei (kādu aplūkojam) zobu galvu flankas veidotas no epicikloidām, ko iegūstam, veļot pretējo ritinamo aploci pa dotā rata velšanās aploci. Kāju flankas veidotas no hipocikloidām, ko iegūstam, veļot savu ritinamo aploci pa dotā rata velšanās aploci. Sazobes līnija veidota no abu ritinamo aploču lokiem, kas savienojas velšanās punktā C.

Zobstienis.

Par zobstieni sauc zobratu ar ∞ lielu velšanās aploces radiju, citiem vārdiem — ar taisni velšanās aploces vietā. Šajā gadijumā, rīkojoties pēc nupat izteiktā likuma, mēs dabūtu, acīmredzot, kā kājas, tā arī galvas flankas ortocikloidu formā. Zobratam ar galigo T_1, kas strādā kopā ar stieni, flankas paliek kā agrāk: kāja hipocikloida un galva epicikloida (sk. 592. zīm.).



593. zīm.

Iekšējā sazobe.

Iekšējās cikloidalās sazobes gadijumā (593. zīm.) lielā zobrata (ar T_2) zoba flankas būs, kā viegli redzams, tās pašas epi- un hipocikloidas, tikai citādā sakārtojumā: veļot R_2 pa T_2, dabūjam epicikloidu par lielā rata zoba kāju; veļot R_1 pa T_2, dabūjam hipocikloidu par lielā rata zoba galvu. Mazā rata kāja būs — kā ārējā sazobē — hipocikloida, galva — epicikloida.

Ritinamo aploču (R) radiju ρ vērtību iespaidi.

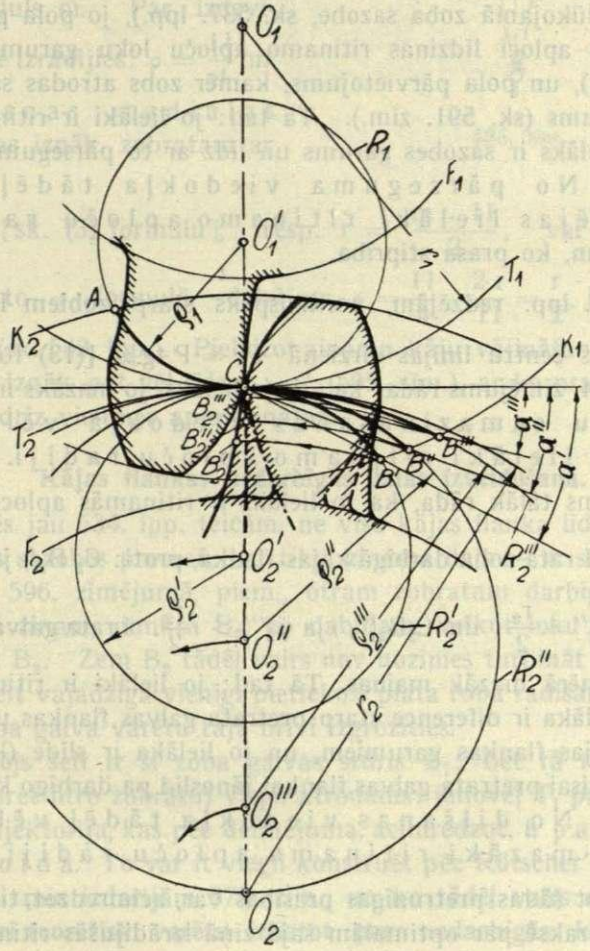
Ritinamo aploču radiji ρ teoretiski nav noteikti. No praktiskā viedokļa tomēr nav vienalga, cik lielus tos ņem; tādēļ aplūkosim īsumā ρ vērtību iespaidus.

Vienkāršības labad iedomāsimies, ka ρ_1 paliek konstants, un mainīsim tikai ρ_2 (sk. 594. zīm.). Ņemsim 3 gadijumus:

$$\rho_2' < \frac{r_2}{2}; \quad \rho_2'' = \frac{r_2}{2}; \quad \rho_2''' > \frac{r_2}{2}.$$

Ierobežosim flankas bez tam arī ar galvas un kājas aplocēm K_1, K_2 un F_1, F_2.

Acīmredzot, ρ_2 maiņa iespaido I rata zoba galvas un II rata zoba kājas formas. I rata zoba galvas forma būs samērā mazāk iespaidota — nav arī sevišķi svarīga; vienkāršības labad tādēļ to šeit varam ignorēt. Ļoti lielu iespaidu ρ_2 maiņa turpretim atstāj uz II rata zoba kāju — hipocikloidu. Kā 543. lpp. redzējām, ar $\rho_2' < \frac{r_2}{2}$ kājas flanka izlocas R_2' velšanās virzienā, t. i. pa kreisi (—— līkne); zoba kāja tādēļ ir plata un solida. Ja $\rho_2'' = \frac{r_2}{2}$, kājas flanka iet radiali (— — — līkne), un zoba pamats ir jau šaurāks. Pavisam neizdevīga



594. zīm.

no stiprības viedokļa ir kāja, ja $\rho_2''' > \frac{r_2}{2}$: tad hipocikloida izlokas pa labi (—·—·—līkne), un kājas pamats ir tādēļ vēl šaurāks. No stiprības viedokļa tādēļ vēlami pēc iespējas mazāki ritinamo aploču radiji; jo mazāks ir ρ, jo platāks ir zoba pamats un zobs stiprāks.

Sazobes ceļa apakšējā daļa (zem velšanās punkta C), kā 547. lpp. redzējām, ir ritinamās aploces R_2 loks; kā redzams, tas ir jo garāks, jo lielāks ir ρ_2. Līdz ar to viss sazobes ceļš ir jo garāks, jo lielāki ir ritinamo aploču radiji. Bet viegli redzēt, ka sazobes ceļš cikloidalās sazobes gadījumā līdzinas sazobes garumam (t. i. lokam, ko noiet zoba punkts uz velšanās aploces, kamēr turpinas aplūkojamā zoba sazobe, sk. 537. lpp.), jo pola pārvietojums pa velšanās aploci līdzinas ritinamo aploču loku garumiem (aploču velšanās dēļ), un pola pārvietojums, kamēr zobs atrodas sazobē, ir arī sazobes garums (sk. 591. zīm.). Tā tad: jo lielāki ir ritinamo aploču radiji, jo lielāks ir sazobes garums un līdz ar to pārsegums ε pēc (12) formulas. No pārseguma viedokļa tādēļ vēlami pēc iespējas lielāki ritinamo aploču radiji, t. i. pretējais tam, ko prasa stiprība.

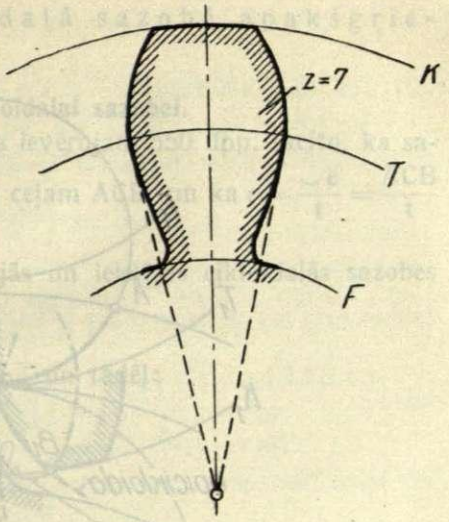
Kā 538. lpp. redzējām, normalspēks starp zobiem $P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$, kā arī spēks centru līnijas virzienā $P_a = P \operatorname{tg} \alpha$ [(13) form.] pieaug līdz ar α. 594. zīmējums rāda, ka α ir jo lielāks, jo mazāks ir ρ_2. Tā tad no spēku samazināšanas viedokļa vēlami pēc iespējas lielāki ritinamo aploču radiji.

Zīmējums tālāk rāda, ka jo lielāks ir ritinamās aploces radijs ρ_2, jo īsāka ir II rata zoba darbīgā kājas flanka, proti: $C_2 B_2'$, ja $\rho_2' < \frac{r_2}{2}$; $C_2 B_2''$, ja $\rho_2'' = \frac{r_2}{2}$, un $C_2 B_2'''$, ja $\rho_2''' > \frac{r_2}{2}$. I rata galvas flanka, kā teicām, samērā mazāk mainas. Tā tad: jo lielāki ir ritinamo aploču radiji, jo lielāka ir diference starp pretrata galvas flankas un dotā rata darbīgās kājas flankas garumiem, un jo lielāka ir slīde (kā 535. lpp. redzējām, visai pretrata galvas flankai jānoslīd pa darbīgo kājas flanku) un dilšana. No dilšanas viedokļa tādēļ vēlami pēc iespējas mazāki ritinamo aploču radiji.

Saskaņot šādas pretrunīgas prasības var, acīmredzot, tikai kompromisa ceļā; praksē par optimalām šajā ziņā izrādijušās ritinamo aploču radiju vērtības: $\rho \simeq (0{,}3 \ldots 0{,}4)\, r$, pie kam pēdējā vērtība biežāk sa-

stopama. Mazākas ρ vērtības (līdz $\rho \cong 0{,}2\ r$) sastop dažreiz lielākam zobratam, ja i ir liels. Pulksteņu zobratos visvairāk lieto $\rho = 0{,}5\ r$ (tad rati vienkāršāk izveidojami).

Zobratu komplektiem, kur ρ jābūt viscaur vienādam, nevar dot ρ atkarīgu no r. Tas jādod atkarībā no kāda lieluma, kas visiem komplekta zobratiem ir vienāds, un tas ir moduls m. Par izdevīgāko praksē izrādijies: $\rho = \frac{11}{4}\ m$. Tad taisnas radialas kāju flankas iznāk zobratam ar 11 zobiem:



595. zīm.

$$r = \frac{mz}{2}\ \text{[sk. (3) formulu]}, \quad \text{resp.}\ r = \frac{m \cdot 11}{2}, \quad \text{vai}\ m = \frac{2r}{11}.$$

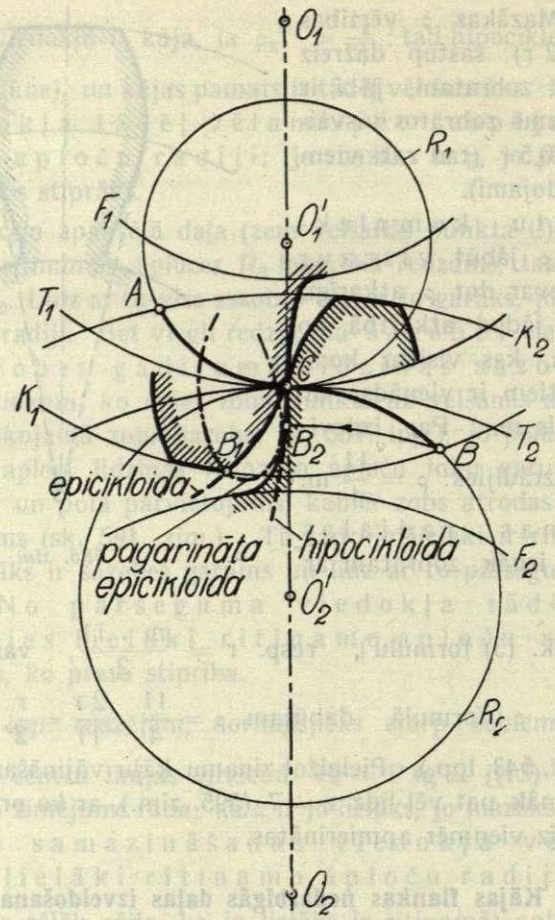
Ievietojot to ρ formulā, dabūjam $\rho = \frac{11}{4} \cdot \frac{2r}{11} = \frac{r}{2}$, kas dod radialas kājas (sk. 543. lpp.). Pielaižot zinamu kāju vājināšanu, ar tādu ρ derīgi zobi iznāk pat vēl līdz $z = 7$ (595. zīm.), ar ko praktiskās vajadzības gandrīz vienmēr apmierinātas.

Kājas flankas nedarbīgās daļas izveidošana.

Kā mēs jau 534. lpp. teicām, ne visa kājas flanka līdz kājas aplocei piedalas sazobes procesā, bet tikai zinama daļa — t. s. darbīgā flanka. 596. zīmējumā, piem., otram zobratam darbīgā flanka izbeidzas, kā zinam, punktā B_2, ko dabūjam, velkot loku no centra O_2 caur B līdz B_2. Zem B_2 tādēļ vairs nav nozīmes turpināt hipocikloidu, jo flanka šeit vajadzīga vienīgi pietiekoši plata roba radīšanai, lai pirmā zobrata zoba galva varētu tajā brīvi izgrozīties.

Noteicējs šeit ir šī zoba galvas stūris B_1; bet tā relativais ceļš (attiecībā pret otro zobratu) viegli atrodams: jānovelk T_1 pa T_2 un jāaplūko B_1 trajektorija, kas pēc definējuma, acīmredzot, ir pagarināta epicikloida. To var it viegli konstruēt pēc Rötscher'a paņēmiena, ko mēs jau reiz izdarijām 578. zīm., un ko tādēļ vairs neatkārtosim.

Šo līkni teoretiski varētu izlietot par nedarbīgās kājas flankas konturu; ievērojot tomēr, ka tāda t. s. stūra sazobe nav vēlama stūra



596. zīm.

lielās dilšanas dēļ, kas ātrā laikā radītu sazobes nepareizības, tad no šīs līknes praktiski drusku atkāpjas, lai nekāda zobu saskaršanās šeit nenotiktu. Tomēr, kā skice rāda, zoba kāja, salīdzinot ar veidoto, pēc teoretiskās hipocikloidas ir platāka, tā tad arī stiprāka.

Tā kā mēs atkāpjamies no teoretiskās līknes, arī Poncelet paņēmiens nedarbīgās flankas konstruēšanai pilnīgi apmierina.

Te svarīgi piezīmēt, ka pagarinātā epicikloida nekad neiegriežas kājas darbīgajā flankā virs punkta B_2; tādēļ šī flanka un līdz ar to arī sazobes līnija un pārsegums nesamazinas. Šādu parādību, kas, kā turpmāk redzēsim, novērojama citās sazobēs, pieņemts saukt par apakš-

griezumu. Tā tad: cikloidalā sazobē apakšgriezumu nekad nav.

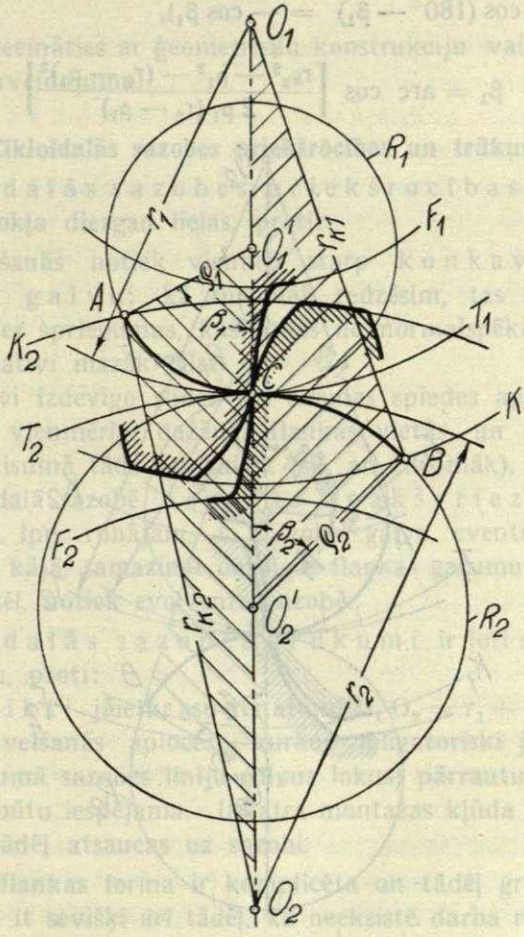
Pārsegums ε cikloidalai sazobei.

Pārsegums viegli aprēķinams, ja ievērojam 550. lpp. sacīto, ka sazobes garums $\smile e$ šeit līdzinas sazobes ceļam ACB, un ka $\varepsilon = \frac{\smile e}{t} = \frac{ACB}{t}$ [sk. (12) formulu].

597. un 598. zīm. parādīti ārējās un iekšējās cikloidalās sazobes gadijumi.

Abos gadijumos:

$$ACB = \beta_1 \rho_1 + \beta_2 \rho_2,$$ un tādēļ:



597. zīm.

$$\varepsilon = \frac{\beta_1 \rho_1 + \beta_2 \rho_2}{t} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Šeit tikai vēl noteicami β_1 un β_2, lai formulu praktiski varētu lietot.

Ārējai sazobei (sk. 597. zīm.) pēc cos formulas:

$r_{k_2}^2 = \rho_1^2 + (r_2 + \rho_1)^2 - 2\,\rho_1\,(r_2 + \rho_1)\cos\beta_1$, no kurienes:

$$\beta_1 = \text{arc cos}\left[\frac{\rho_1^2 + (r_2 + \rho_1)^2 - r_{k_2}^2}{2\,\rho_1\,(r_2 + \rho_1)}\right] \quad \ldots\ldots \quad (15)$$

un analoģiski:

$$\beta_2 = \text{arc cos}\left[\frac{\rho_2^2 + (r_1 + \rho_2)^2 - r_{k_1}^2}{2\,\rho_2\,(r_1 + \rho_2)}\right] \quad \ldots\ldots \quad (15a)$$

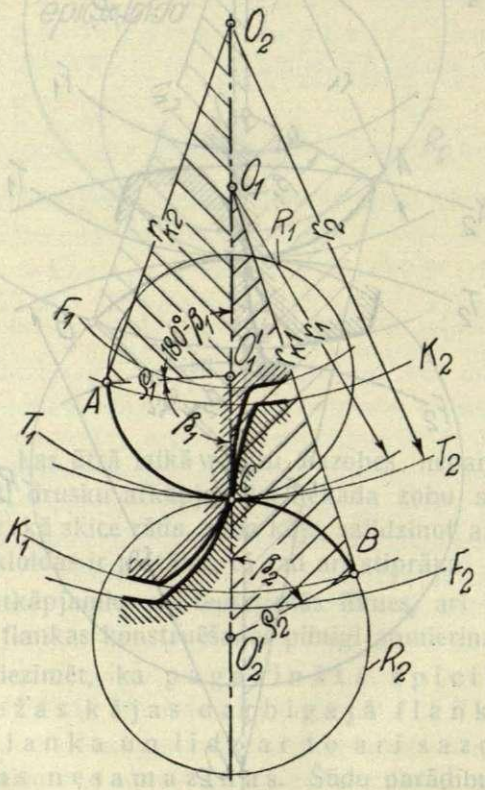
Iekšējai sazobei (sk. 598. zīm.):

$r_{k_2}^2 = \rho_1^2 + (r_2 - \rho_1)^2 + 2\,\rho_1\,(r_2 - \rho_1)\cos\beta_1$

(jo $\cos(180° - \beta_1) = -\cos\beta_1$),

no kurienes:

$$\beta_1 = \text{arc cos}\left[\frac{r_{k_2}^2 - \rho_1^2 - (r_2 - \rho_1)^2}{2\,\rho_1\,(r_2 - \rho_1)}\right] \quad \ldots\ldots \quad (16)$$



598. zīm.

Otro formulu dabūjam identisku ārējai sazobei:

$$\beta_2 = \text{arc cos}\left[\frac{\beta_2^2 + (r_1 + \rho_2)^2 - r_{k1}^2}{2\rho_2 (r_1 + \rho_2)}\right] \quad \ldots \quad (16a)$$

I. piezīme. Var, saprotams, aprēķināt arī kādu citu β_1 un β_2 funkciju, piem., tg $\left(\frac{\beta_1}{2}\right)$ un tg $\left(\frac{\beta_2}{2}\right)$.

II. piezīme. Ja II zobrats ir zobu stienis (t. i. $r_2 = \infty$, un $r_{k2} = r_2 + k_{st} = \infty$), tad mēs atrastu β_2 tādu pašu, kā (15) vai (16) formulā, bet:

$$\beta_1 = \text{arc cos}\left[1 - \frac{k_{st}}{\rho_1}\right], \quad \ldots \quad (16b)$$

kā viegli pārliecināties ar ģeometrisku konstrukciju vai (15) resp. (16) izteiksmes pārveidojumu.

Cikloidalās sazobes priekšrocības un trūkumi.

Cikloidalās sazobes priekšrocības ir no teoretiskā viedokļa diezgan lielas, proti:

1) saskaršanās notiek vienmēr starp konkavu kāju un konveksu galvu; kā turpmāk redzēsim, tas stipri samazina virsmas spiedes spriegumus, kas rodas no normalspēka starp zobiem; zobi tādēļ relativi mazāk dilst.

2) Relativi izdevīgo slīdes un virsmas spiedes apstākļu dēļ zobi dilst diezgan vienmērīgi dažādās flankas vietās, un tādēļ cikloidala zobu forma visumā tāda arī paliek (sk. arī turpmāk).

3) Cikloidalā sazobē nerodas apakšgriezumi, par kuriem mēs 552. lpp. runājām, t. i. zoba galva eventuali neiegriežas pretrata zoba kājā, samazinot darbīgās flankas garumu un pārsegumu, kā tas, diemžēl, notiek evolventu sazobē.

Cikloidalās sazobes trūkumi ir ļoti svarīgi no praktiskā viedokļa, proti:

1) noteikti jāietur asu atstatums $O_1 O_2 = r_1 + r_2$, t. i. dalijuma aploces ir arī velšanās aploces, kurām obligatoriski jāsaskaras. Pretējā gadijumā sazobes līniju (divus lokus) pārrautu un pareiza sazobe vairs nebūtu iespējama. Ikkatra montažas kļūda vai zobratu asu deformacija tādēļ atsaucas uz sazobi.

2) Zoba flankas forma ir komplicēta un tādēļ grūti izveidojama precizā veidā, it sevišķi arī tādēļ, ka neeksistē darba rīks, kura forma viegli apstrādājama un kontrolējama (kā tas iespējams evolventu sa-

zobē). Šeit visu iespējamo darba rīku flankas ir cikliskas līknes (tur iespējama taisna flanka zobstieņa — darba rīka gadijumā).

Šo divu galveno trūkumu dēļ mašinbūvniecībā patlaban gandrīz bez izņēmuma lieto evolventu sazobi vai sazobi, kuras galvenā daļa notiek pēc evolventu sazobes likumiem. Cikloidalo sazobi lieto vēl smalkmechanikā vai specialiem gadijumiem, piem., kur zobu skaits ir sevišķi mazs.

Specialas sazobes.

Šīs sazobes vai nu tieši atvasinātas no cikloidalās sazobes, vai arī tai tuvas. Aplūkosim dažas svarīgākās.

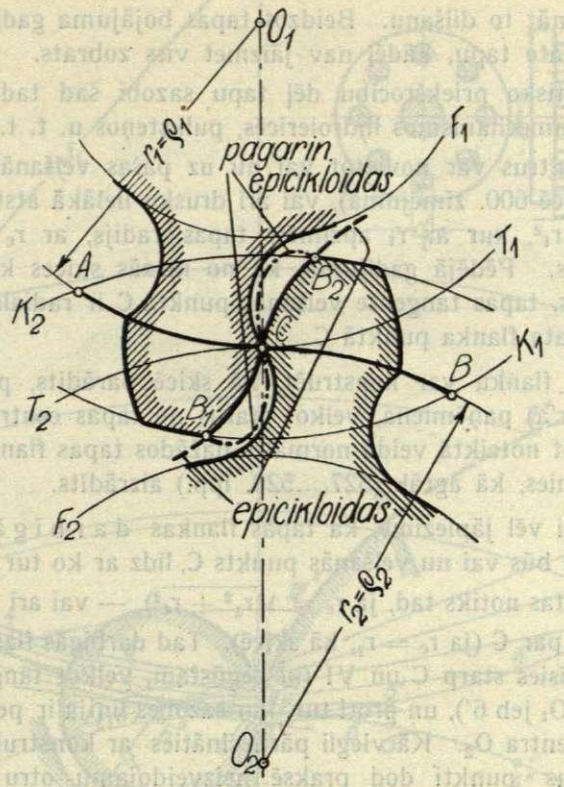
Punktu sazobe (vienpunkta un divpunktu).

550. lpp. mēs runājām par to, ka darbīgā zoba kājas flanka (hipocikloida) ir jo īsāka, jo lielāks ir ρ, salīdzinot ar r, bet ka tajā pašā laikā pieaug sazobes garums, tā tad arī pārsegums. Maksimalo pārsegumu mēs dabūsim, ja ρ pieņem savu maksimali iespējamo vērtību: $\rho = r$; bet tad, kā 543. lpp. redzējām, darbīgā zoba kājas flanka (hipocikloida) pārvēršas punktā. Tas nozīmē, ka visa pretrata galvas flanka būs spiesta noslīdēt pa šo punktu, un ka šī punkta dilšana būs ļoti liela. Tādēļ punktu sazobe nekādā ziņā nav izdevīga, un to var lietot tikai lēnskrejošos mechanismos vai tādos, kas darbojas ar lielākiem pārtraukumiem, it sevišķi rokas mechanismos. Tur šī sazobe dažreiz vajadzīga sava lielā pārseguma dēļ, proti — ja zobu skaits ir ļoti mazs („zvaigznītēs" ar 4...5 zobiem). Tad dalijums t ir relativi ļoti liels, un tādēļ jāņem arī liels sazobes garums, lai dabūtu $\varepsilon > 1$.

Ja tikai vienam ratam ņem $\rho = r$, tad, acīmredzot, tikai viena zobrata zobu kāja pārvēršas punktā; mēs dabūjam t. s.. vienpunkta sazobi. Ja turpretim abi $\rho = r$, sazobe ir t. s. divpunktu, kas dod vislielāko iespējamo sazobes garumu, tā tad arī vislielāko pārsegumu ar dotiem r_1 un r_2.

599. zīm. parādīta divpunktu sazobe. Abu zobu galvas flankas: CB_1 un CB_2 ir parastās epicikloidas, ko iegūst, noveļot T_2 pa T_1 vai otrādi.

Darbīgās kājas flankas, kā teicām, ir punkti, kas sakrīt ar C. Nedarbīgās zobu kāju flankas dabūjam, kā 596. zīmējumā, aplūkojot zoba stūra B_1, resp. B_2 relativos ceļus, t. i. pagarinātas epicikloidas. Tās rodas, noveļot T_1 pa T_2 (resp. otrādi) un konstruējot B_1 (resp. B_2) tra-



599. zīm.

jektoriju pēc Rötscher'a vai Poncelet. Lai stūra sazobe nenotiktu, ar faktisko flanku drusku atkāpjamies no iegūtās līknes.

Kā redzams, zoba kājas iznāk stipri vājinātas, kādēļ zobi arī no stiprības viedokļa nav izdevīgi. Ja tikai viens zobrats ir ar mazu zobu skaitu, tad šo apstākli var ievērot, palielinot mazā zobrata zoba platumu uz lielā rata zoba rēķina. Varētu arī vēl saīsināt zobu galvu augstumus; bet tā kā tas notiek uz sazobes garuma, resp. pārseguma rēķina, tad tas ne vienmēr iespējams.

Tapu sazobe.

Punktu sazobes vārīgāko vietu — stipro kājas vājināšanu — var novērst, lietojot t. s. t a p u s a z o b i. Šeit viena zobrata vai arī zobstieņa zobu flankas transversalgriezumā ir aploces, t. i. zobi veidoti no apaļām cilindriskām tapām (600. zīm.).

Novietojot tapas starp divām ripām, dabūjam ļoti solidu konstrukciju. Izveidojot konstrukciju tā, ka tapas var griezties, iespējams arī

stipri samazināt to dilšanu. Beidzot tapas bojājuma gadijumā pietiek apmainīt bojāto tapu, kādēļ nav jāizmet viss zobrats.

Šo praktisko priekšrocību dēļ tapu sazobi šad tad lieto, piem., aizvaru ceļammechanismos hidroierīcēs, pulksteņos u. t. t.

Tapu centrus var novietot vai nu uz pašas velšanās aploces (T_1 galvenajā skicē 600. zīmējumā), vai arī drusku lielākā atstatumā, proti $r_c = \sqrt{r_1^2 + r_t^2}$, kur ar r_t apzīmēts tapas radijs, ar r_c tapu centru aploces radijs. Pēdējā gadijumā, kā no mazās skices kreisā augšējā stūrī redzams, tapas tangente velšanās punktā C ir radiala; tādēļ tāda būs arī pretrata flanka punktā C.

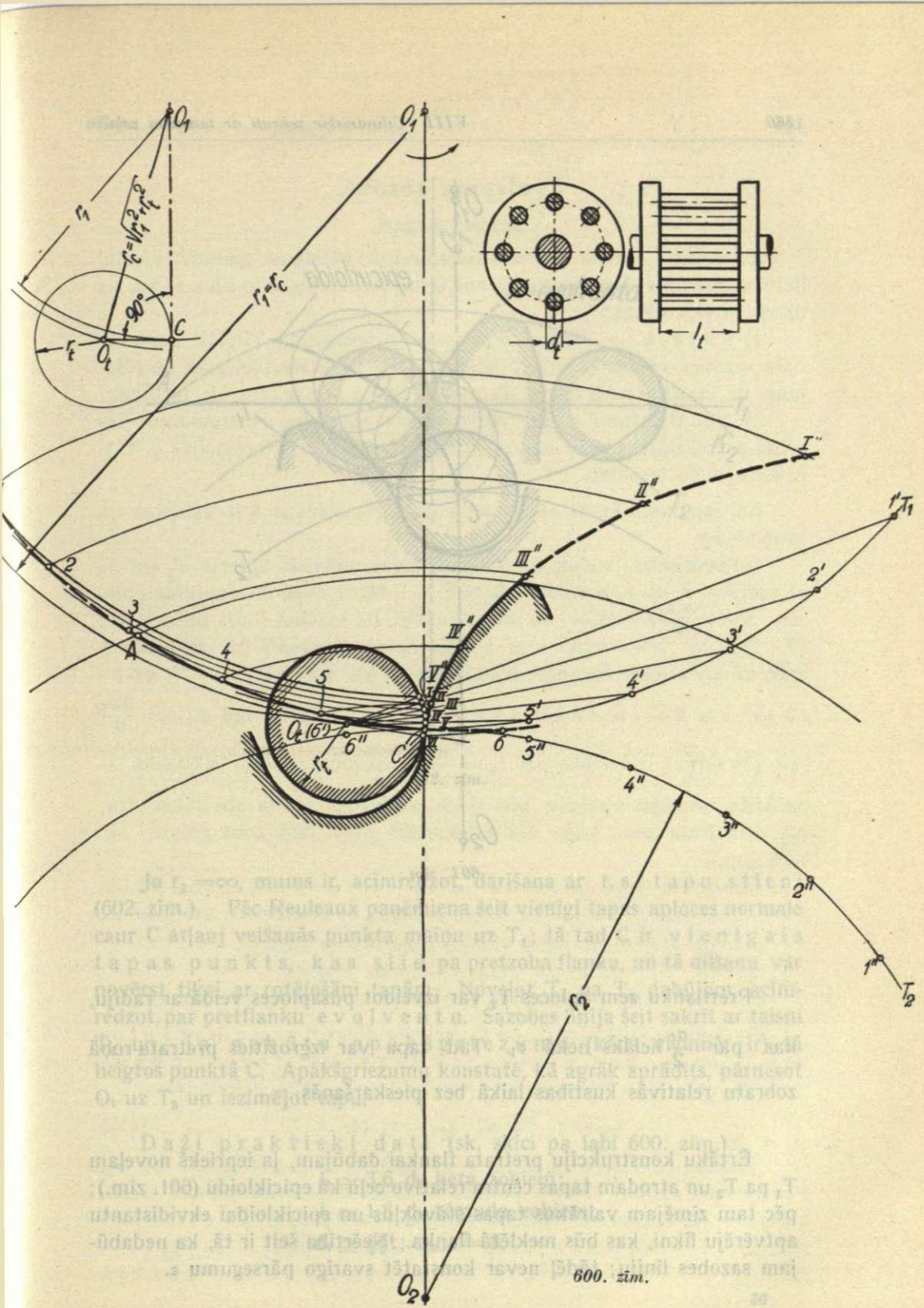
Pretrata flanku var konstruēt, kā skicē parādīts, pēc Reuleaux (vai Rötscher'a) paņēmiena, velkot starus no tapas centra O_t (jeb 6′) un tā iegūstot noteiktā veidā normales dažādos tapas flankas punktos; tālāk rīkojamies, kā agrāk (527....529. lpp.) aizrādīts.

Šeit tikai vēl jāpiezīmē, ka tapas flankas d a r b ī g ā s daļas pēdējais punkts būs vai nu velšanās punkts C, līdz ar ko tur izbeigsies arī sazobes ceļš (tas notiks tad, ja $r_c = \sqrt{r_1^2 + r_t^2}$), — vai arī tas atradīsies drusku tālāk par C (ja $r_c = r_1$, kā skicē). Tad darbīgās flankas pēdējais punkts atradīsies starp C un VI (ko iegūstam, velkot tangenti pret T_1 tapas centrā O_t jeb 6′), un proti tur, kur sazobes līnija ir perpendikulara radijam no centra O_2. Kā viegli pārliecināties ar konstrukciju, tālākie sazobes līnijas punkti dod praksē neizveidojamu otru līknes zaru pretrata zoba flankai. Praktiski tā tad arī šeit varētu pieņemt, ka sazobes ceļš beidzas velšanās punktā C.

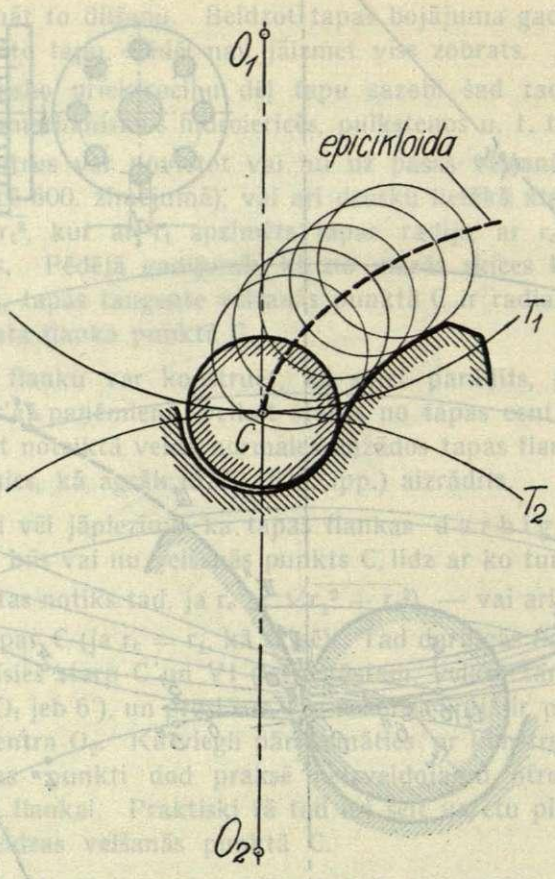
Sazobes ceļš sākas, protams, punktā A, kur pretrata galvas aploce krusto sazobes līniju.

Ja pretrata velšanās aploces radijs $r_2 < r_1$, tad sazobes ceļš pat vairs nesniedzas līdz C t. s. a p a k š g r i e z u m a dēļ, par kuru mēs jau 552. lpp. runājām. Ratu relativās kustības laikā, T_1 noveļoties pa T_2 no C līdz 6′ jeb O_t (tad 6′ sakrīt ar 6″), tapa iegriežas pretrata zobā un izgriež zoba darbīgās flankas apakšējo daļu (jo $\smile$ C6′ = $\smile$ C6″; ja $r_2 < r_1$, tad loks $\smile$ C6″ ir stiprāk izlocīts; tādēļ tapa tuvojas zobam). Rezultatā samazinas sazobes ceļš un līdz ar to arī pārsegums. To var konstatēt, iezīmējot tapu ar centru 6″, kur $\smile$ C6″ = $\smile$ CO_t = $\smile$ C6′ (ja $r_c = r_1$; citādi attiecīgi jāmodificē konstrukcija, zīmējot O_t par atstatumu $r_c - r_1$ zemāk).

Šī īpašība — dot apakšgriezumus — ir tapu sazobes vārīgā vieta, jo, kā zinam, pārsegumam ε jābūt pietiekoši lielam, lai sazobe būtu pareiza; bet apakšgriezums to samazina.


O_1
r_1
$r_t=\sqrt{r_1^2+r_t^2}$
90°
C
r_t
O_t
$r_1=r_c$
d_t
l_t
I''
II''
III''
IV''
V''
VI''
1''
T_1
2
3
A
4
5
$O_t(6')$
6''
C'
r_t
6
5''
4''
3''
2''
1''
T_2
r_2
O_2
1'
2'
3'
4'
5'

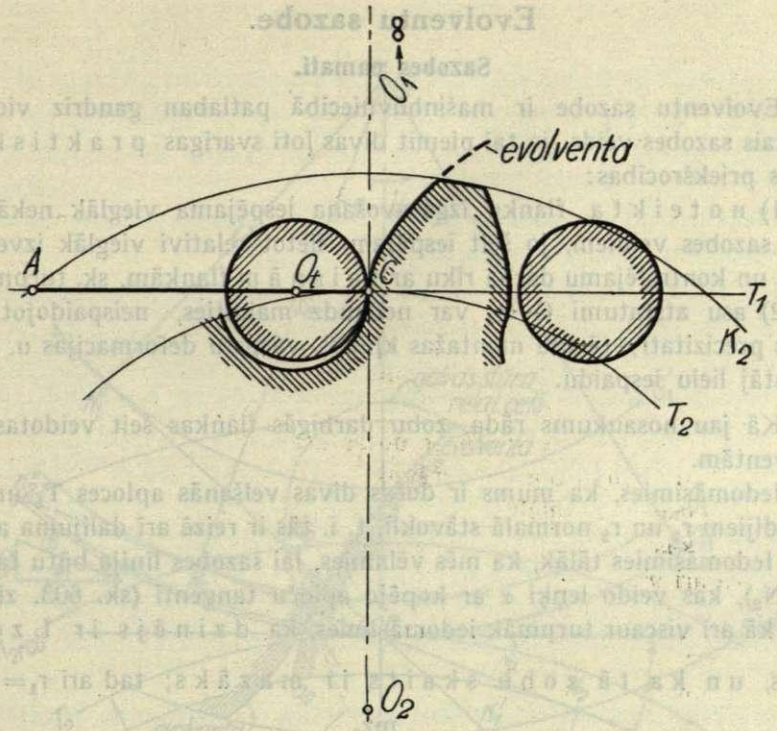
600. zīm.



601. zīm.

Pretflanku zem aploces T_2 var izveidot pusaploces veidā ar radiju, kas par $\frac{\sigma_f}{2}$ lielāks nekā r_t. Tad tapa var izgrozīties pretrata robā zobratu relatīvās kustības laikā bez pieskaršanās.

Ērtāku konstrukciju pretrata flankai dabūjam, ja iepriekš noveļam T_1 pa T_2 un atrodam tapas centra relativo ceļu kā epicikloidu (601. zīm.); pēc tam zīmējam vairākus tapas stāvokļus un epicikloidai ekvidistantu aptvērēju līkni, kas būs meklētā flanka. Neērtība šeit ir tā, ka nedabūjam sazobes līniju; tādēļ nevar konstatēt svarīgo pārsegumu ε.



602. zīm.

Ja $r_1 = \infty$, mums ir, acīmredzot, darīšana ar t. s. tapu stieni (602. zīm.). Pēc Reuleaux paņēmiena šeit vienīgi tapas aploces normale caur C atļauj velšanās punkta maiņu uz T_1; tā tad C ir vienīgais tapas punkts, kas slīd pa pretzoba flanku, un tā dilšanu var novērst tikai ar rotējošām tapām. Noveļot T_1 pa T_2, dabūjam, acīmredzot, par pretflanku evolventu. Sazobes līnija šeit sakrīt ar taisni T_1 un, ja nebūtu apakšgriezuma (kāds vienmēr ir), tā beigtos punktā C. Apakšgriezumu konstatē, kā agrāk aprādīts, pārnesot O_t uz T_2 un iezīmējot tapu.

Daži praktiski dati (sk. skici pa labi 600. zīm.):

$l_t \cong 3{,}6\ d_t$ ķeta zobiem;

$l_t \cong 1{,}8\ d_t$ tērauda zobiem;

$d_t \cong \frac{18}{40} t$; $z_{min} = 8$.

Evolventu sazobe.

Sazobes pamati.

Evolventu sazobe ir mašinbūvniecībā patlaban gandrīz vienīgi lietotais sazobes veids, jo tai piemīt divas ļoti svarīgas praktiskas dabas priekšrocības:

1) noteikta flanku izgatavošana iespējama vieglāk nekā citiem sazobes veidiem, jo šeit iespējams lietot relativi vieglāk izveidojamu un kontrolējamu darba rīku ar taisnām flankām, sk. turpmāk;

2) asu atstatumi $O_1 O_2$ var nedaudz mainīties, neispaidojot sazobes precizitati; tā tad montažas kļūdas, vārpstu deformacijas u. t. t. neatstāj lielu iespaidu.

Kā jau nosaukums rāda, zobu darbīgās flankas šeit veidotas no evolventām.

Iedomāsimies, ka mums ir dotas divas velšanās aploces T_1 un T_2 ar radijiem r_1 un r_2 normalā stāvoklī, t. i. tās ir reizē arī dalijuma aploces. Iedomāsimies tālāk, ka mēs vēlamies, lai sazobes līnija būtu taisne ($N_1 N_2$), kas veido leņķi α ar kopējo aploču tangenti (sk. 603. zīm.). Šeit, kā arī viscaur turpmāk iedomāsimies, ka dzinējs ir I zobrats, un ka tā zobu skaits ir mazāks; tad arī $r_1 = \frac{mz_1}{2}$ [sk. (3) form.] ir mazāks par $r_2 = \frac{mz_2}{2}$. Sazobes līnijas stāvoklis ar parādīto rotacijas virzienu būs skicē uzrādītais (jo sazobe sākas tur, kur dzinējrata zoba kāja sāk pieskarties dzītā rata zoba galvai, sk. 533. lpp.).

Konstanto (šajā gadijumā!) leņķi α turpmāk sauksim par sazobes leņķi. Sazobes leņķa α praktiskās vērtības ir:

$\alpha = 20°$ [tagad normēts Vācijā, Amerikā un citur];

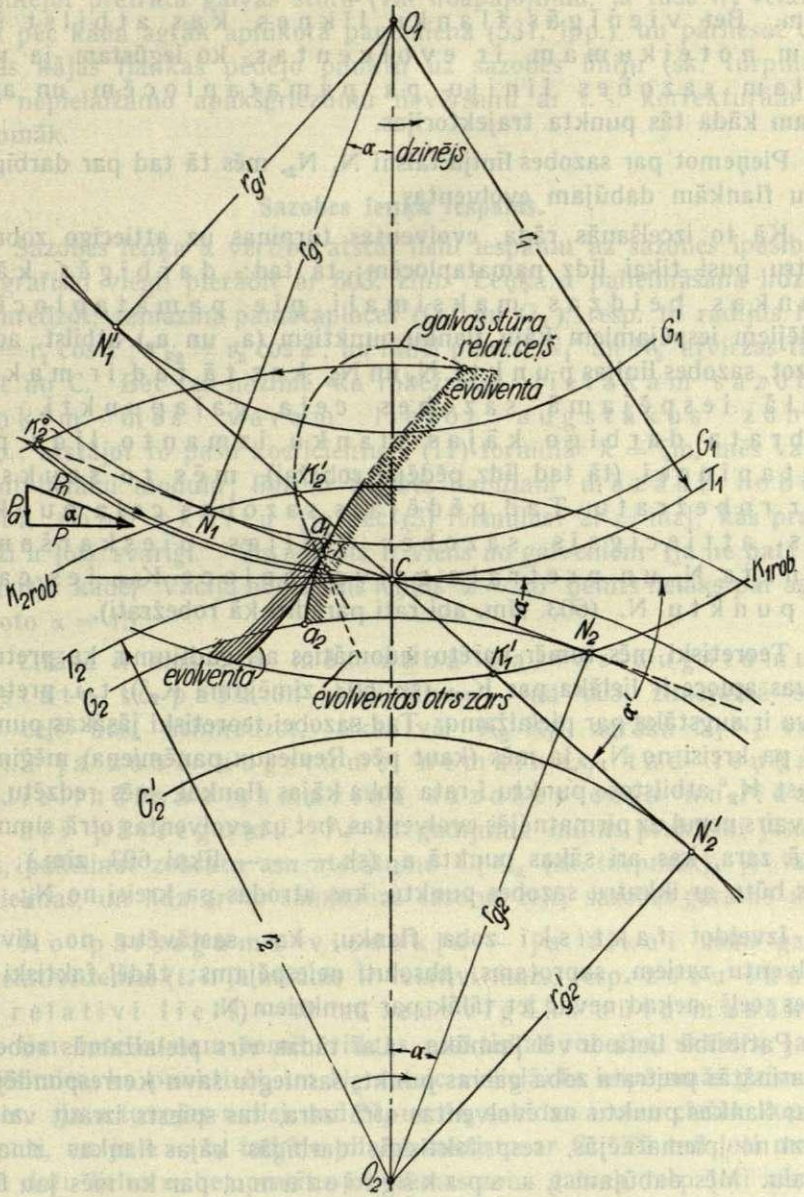
$\alpha = 15°$ [Eiropā agrāk parasti lietotais leņķis];

$\alpha = 14\frac{1}{2}°$ [Amerikā, Anglijā, Šveicē vēl tagad bieži lietotais leņķis].

No zobratu centriem O_1 un O_2 velkam divas t. s. pamataploces G_1 un G_2, kas pieskaras sazobes līnijai punktos N_1 un N_2. Pamataploču radiji r_{g1} un r_{g2} būs, acīmredzot:

$$r_{g1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{g2} = r_2 \cos \alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

Ņemsim patvaļīgu punktu x uz sazobes līnijas starp N_1 un N_2. Pēc galvenā sazobes likuma punktā x saskaršanās brīdī kopējai profilnormalei jāiet caur C, citiem vārdiem: kopējā profilnormale vienmēr sakrīt ar sazobes līniju $N_1 N_2$, neatkarīgi no punkta x stāvokļa, — vai arī: kopējā



O_1
α
dzinējs
r'_{g1}
r_{g1}
r_1
galvas stūra
relat. ceļš
evolventa
N'_1
G'_1
K^0_2
G_1
T_1
K'_2
P_n
P_a
α
P
N_1
a_1
C
K_1rob
K_2rob
a_2
N_2
T_2
K'_1
evolventa
G_2
evolventas otrs zars
α'
G'_2
N'_2
r_2
r_{g2}
r'_{g2}
α
O_2

603. zīm.

profilnormale vienmēr iet caur punktiem N_1 un N_2, kur sazobes līnija pieskaras pamataplocēm. Bet vienīgās flanku līknes, kas atbilst šādam noteikumam, ir evolventas, ko iegūstam, ja novelam sazobes līniju pa pamataplocēm un aplūkojam kāda tās punkta trajektorijas.

Pieņemot par sazobes līniju taisni $N_1 N_2$, mēs tā tad par darbīgām zobu flankām dabūjam evolventas.

Kā to izcelšanās rāda, evolventas turpinas uz attiecīgo zobratu centru pusi tikai līdz pamataplocēm; tā tad: darbīgās kāju flankas beidzas maksimali pie pamataplocēm. Pēdējiem iespējamiem kāju flanku punktiem (a_1 un a_2) atbilst, acīmredzot, sazobes līnijas punkti N_1 un N_2, kas tā tad ir maksimalā iespējamā sazobes ceļa galapunkti. Ja zobrata darbīgo kājas flanku izmanto līdz pamataplocei (tā tad līdz pēdējai robežai), mēs to sauksim par robežratu. Tad pēdējais sazobes ceļa punkts būs attiecīgais sazobes līnijas pieskaršanās punkts N, un pretrata galvas aploce K_{rob} ies caur šo punktu N. (603. zīm. abi rati parādīti kā robežrati).

Teoretiski mēs tomēr varētu iedomāties arī gadijumu, ka pretrata galvas aploce ir lielāka par K_{rob} (sk. 603. zīmējumā $K_2°$), t. i. pretrata galva ir augstāka par pielaižamo. Tad sazobei teoretiski jāsākas punktā $K_2°$ pa kreisi no N_1. Ja mēs (kaut pēc Reuleaux paņēmiena) mēģinātu atrast $K_2°$ atbilstošo punktu I rata zoba kājas flankai, mēs redzētu, ka tas vairs neguļ uz pirmatnējās evolventas, bet uz evolventas otrā simmetriskā zara, kas arī sākas punktā a_1 (sk.— — — līkni 603. zīm.); tas pats būtu ar ikkatru sazobes punktu, kas atrodas pa kreisi no N_1.

Izveidot faktiski zoba flanku, kas sastāvētu no diviem evolventu zariem, saprotams, absoluti neiespējams; tādēļ faktiski sazobes ceļš nekad nevar iet tālāk par punktiem N.

Patiesībā lieta ir vēl ļaunāka. Lai tādas virs pielaižamās robežas pagarinātās pretrata zoba galvas punkts sasniegtu savu korrespondējošo kājas flankas punktu uz evolventas otrā zara, tas spiests izraut vai izgriezt no pirmatnējās, resp. faktiskās darbīgās kājas flankas zinamu gabalu. Mēs dabūjam t. s. apakšgriezumu, par ko mēs jau 552. un 558. lpp. runājām. Nerunājot jau par zoba kājas vājināšanu, ir skaidrs, ka līdz ar darbīgās kājas flankas saīsinājumu apakšgriezuma dēļ tūliņ saīsinas arī sazobes ceļš; līdz ar to pārsegums ε var tik tālu samazināties, ka zobrati vairs nevar pareizi strādāt.

Konstatēt apakšgriezuma vērtību un sazobes ceļa saīsinājumu var, uzzīmējot pretrata galvas stūra (vai noapaļojuma, ja tāds ir) relativo ceļu pēc kāda agrāk aplūkotā paņēmiena (531. lpp.) un pārnesot darbīgās kājas flankas pēdējo punktu uz sazobes līniju (sk. turpmāk). Par nepielaižamo apakšgriezumu novēršanu ar t. s. korekturām sk. turpmāk.

Sazobes leņķa iespaids.

Sazobes leņķa α vērtība atstāj lielu iespaidu uz sazobes īpašībām, ko grafiski viegli pierādīt ar 603. zīm. Leņķa α palielināšana līdz α', acīmredzot, samazina pamataploces (G_1' un G_2'), resp. to radijus līdz: $r'_{g_1} = r_1 \cos \alpha'$; $r'_{g_2} = r_2 \cos \alpha'$, un tādēļ punkti N_1' un N_2' atvirzas tālāk nost no C. Bet tas nozīmē, ka robežratos lielākam sazobes leņķim mēs varam lietot augstākus zobus, resp.: atstājot to pašu koeficientu ξ (11) formulā: $k = \xi m$, mēs varam lietot lielāku modulu; līdz ar to mēs dabūjam mazāku robežrata zobu skaitu [jo pēc (3) formulas: $2r = mz$], kas praksē bieži ir ļoti svarīgi. Šis iemesls ir viens no galveniem (ja ne pats galvenais), kādēļ Vācijā normētais leņķis $\alpha = 20°$ ņemts lielāks par agrāk lietoto $\alpha = 15°$.

Citāda ir aina, ja mēs zoba galvas augstumu k atstātu to pašu un palielinātu α; tad 603. zīmējumā sazobes ceļš būs, acīmredzot, tikai vēl $K_2' K_1'$ agrākā $N_1 N_2$ vietā; t. i.: ja zobu augstums nemainas, tad leņķa α palielināšana samazina sazobes ceļu un līdz ar to arī pārsegumu. Ar šo gadījumu mums praktiski jāsastopas, palielinot zobratu asu atstatumu $O_1 O_2$ (sk. turpmāk), jo tad α palielinas, un līdz ar to samazinas sazobes ceļš, sazobes garums un ε.

No pārseguma viedokļa — ja tikai zobu galvas ir relativi zemas (t. i. ja moduls ir relativi mazs, resp. zobu skaits ir relativi liels) — tā tad izdevīgāks būtu mazāks α. Ka šim noteikumam tomēr vilktas praktiskas robežas, skaidrs, ja atcerēsimies, ka punkti N_1 un N_2 noteic vislielākās iespējamās galvu aploces. Ja α tuvojas nullei, tad N_1 un N_2 sabīdas arvien ciešāk kopā uz C pusi, un ja $\alpha = 0$, tad tie pilnīgi sakristu ar C. Tā tad ļoti mazi α gan dotu lielus ε, bet prasītu ļoti zemas zobu galvas, resp. ļoti mazu m vai ļoti lielu zobu skaitu; tas praksē pa lielākai daļai nav izdarams un bieži vien nebūtu arī pielaižams no stiprības viedokļa.

Piezīme. Citādi ir apstākļi t. s. iekšējā sazobē, kur, ja vēlas, var pielaist $\alpha = 0$, netraucējot sazobi; par šo sazobi sk. turpmāk.

Cita α samazināšanas neērtība ir (kā redzams no 603. zīm.) darbīgās kājas flankas (līdz pamataplocei) saīsinājums. Līdz ar to, saprotams, dilšana šajā vietā paliek arvien lielāka. Tas ir otrs iemesls, kādēļ normētais leņķis $\alpha = 20°$ ir lielāks par agrāk lietoto.

Bez pārseguma samazināšanas ir vēl otrs iemesls, kas neatļauj iet pārāk tālu arī uz augšu ar leņķi α, proti — spēki starp zobiem. Kā mēs 538. lpp. redzējām, normalspēks starp zobiem $P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$ [(13) form.] šeit ir konstants, jo tas vienmēr iet caur C, un $\alpha = \text{const}$. Konstants ir arī spēks $P_a = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$, kas iet $O_1 O_2$ virzienā un tiecas atbīdīt zobratus vienu no otra. Jo lielāks ir α, jo lielāki ir šie spēki, kas ne visai izdevīgi: 1) lielāks P_a prasa solidākas vārpstas un mašinas rāmi; 2) lielāks P_n palielina virsmas spiedi starp zobiem, kas, kā turpmāk redzēsim, šeit ir sevišķi neizdevīga tā iemesla dēļ, ka saskaršanās notiek starp divām konveksām virsmām.

Leņķis $\alpha = 20°$ tādēļ ir zinams kompromiss, kas liek sagaidīt optimalus rezultatus, ievērojot augšā aprādītās pretrunīgās prasības.

Pārsegums ε.

Dalijumus t un modulus m, kā zinam, pieņemts mērot uz dalijuma aplocēm T, kas normalā gadijumā (kāds 603. zīmējumā ir parādīts) sakrīt ar velšanās aplocēm. Bet, ja vēlamies, mēs varam attiecināt t un m arī uz pamataplocēm G, rakstot analoģiski (1) un (2) formulai:

$$t_g = \frac{2\pi r_g}{z} \text{ un: } m_g = \frac{t_g}{\pi} = \frac{2 r_g}{z};$$

$$\text{ar } r_g = r \cdot \cos \alpha \text{ tas dod: } t_g = \frac{2\pi r \cdot \cos \alpha}{z}; \text{ un}$$

$$m_g = \frac{2 r \cdot \cos \alpha}{z}, \text{ resp:}$$

$$t_g = t \cdot \cos \alpha;$$

$$m_g = m \cdot \cos \alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Pārnesuma skaitli i varam arī izteikt ar r_{g_2} un r_{g_1} palīdzību: pēc (4) formulas:

$$i = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2 \cdot \cos \alpha}{r_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{r_{g_2}}{r_{g_1}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Ātrumi uz velšanās aplocēm, kā zinam, ir vienādi:

$$u = \frac{2\pi r_1 n_1}{60} = \frac{2\pi r_2 n_2}{60}.$$

Viegli redzēt, ka arī aploces ātrumi uz pamataplocēm u_g ir vienādi:

$$u_g = \frac{2\pi r_{g1} n_1}{60} = \frac{2\pi r_{g2} n_2}{60} = \frac{2\pi r_1 . \cos\alpha . n_1}{60} =$$

$$= \frac{2\pi r_2 . \cos\alpha . n_2}{60} = u . \cos\alpha.$$

Šo pēdējo apstākli izlietosim, lai atrastu vispārēju formulu evolventu sazobes pārsegumam ε, kas ir sazobes garuma $\smile e$ (uz dalijuma aploces) attiecībā pret dalijumu t:

$$\varepsilon = \frac{\smile e}{t}$$

[sk. (12) formulu].

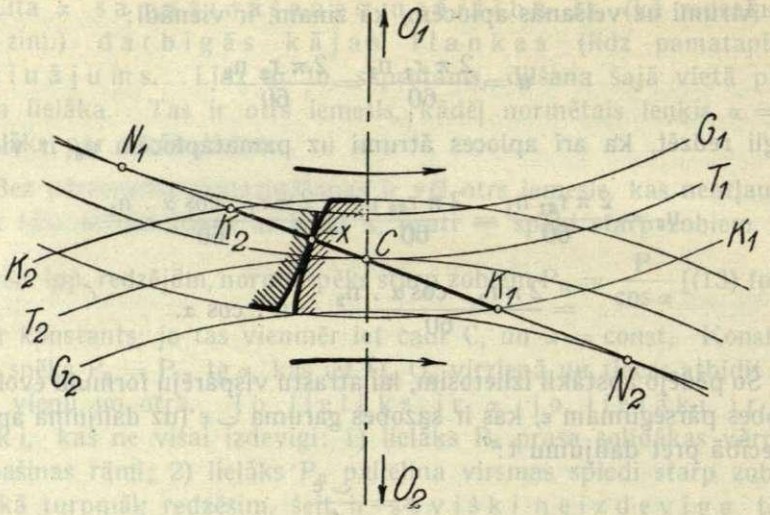
Sazobes garumam $\smile e$ uz dalijuma aploces atbilst loks $\smile e \cos\alpha$ uz pamataploces (jo $r_g = r \cos\alpha$), un dalijumam t, kā redzējām, $t_g = t \cos\alpha$. Izdalot dabūsim to pašu attiecību:

$$\varepsilon = \frac{\smile e . \cos\alpha}{t . \cos\alpha} = \frac{\smile e}{t};$$

tā tad arī pārseguma ε noteikšanai var lietot uz pamataplocēm atrastos lielumus.

Mēs 539. lpp. teicām, ka evolventu var iedomāties veidotu no diega punkta, kas uztīts uz aploces (šeit pamataploces), un ko notin, resp. uztin uz tās. Ja mēs iedomāsimies ar pamataploces plakni saistītu evolventu, kas rotē līdz ar plakni, un ja mēs diega virzienu telpā pieņemam par nemainīgu, tad mēs dabūjam, acīmredzot, to pašu relativo kustību starp diegu un pamataploci. Tādēļ kāds uztinamā, resp. notinamā diega punkts x noslīdēs pa šo evolventu.

Sazobes gadijumā mums ir divas evolventas, kas rotē līdz ar G_1 un G_2 plaknēm (sk. 604. zīm.). Par diegu mēs varam uzskatīt sazobes līniju un par punktu x momentano sazobes punktu. Tā kā u_g, kā redzējām, abām pamataplocēm ir vienāds, tad diegs kustas tā, itin kā kad to no G_1 notin un uz G_2 uztin, paturot savu izstiepto stāvokli. Skaidrs tādēļ, ka ātrums, ar kuru kustas sazobes punkts x pa sazobes līniju, līdzinas u_g.



604. zīm.

Tā kā kustība ir (vismaz teoretiski) vienmērīga, tad arī s a z o b e s c e ļ š K_2K_1 (t. i. sazobes līnijas nogrieznis, kas atbilst divu aplūkojamo zobu sazobes laikam) līdzinas lokam $\smile e \cdot \cos\alpha$, kas atbilst sazobes garumam uz pamataploces. Tādēļ ε būs:

$$\varepsilon = \frac{K_2K_1}{t_g} = \frac{K_2K_1}{t \cdot \cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

Tā ir vispārējā formula pārsegumam evolventu sazobei.

P i e z ī m e. Turpmāk vienkāršības dēļ apzīmēsim sazobes ceļa sākuma punktu ar K_2 (t. i. tāpat kā dzītā rata galvas aploci) un gala punktu analoģiski ar K_1, nelietojot specialus simbolus.

Zobu profili.

Profilus normali zīmē kā agrāk, t. i. lai darbīgās flankas (evolventas) saskartos velšanās punktā C (sk. 605. zīm.). Punktus a_1 un a_2 (uz pamataplocēm), no kuriem sākas evolventas, var atrast grafiski, novelot sazobes līniju atpakaļ pa pamataplocēm un atrodot C trajektoriju krustojumus ar pamataplocēm. Bet to var izdarīt arī analitiski:

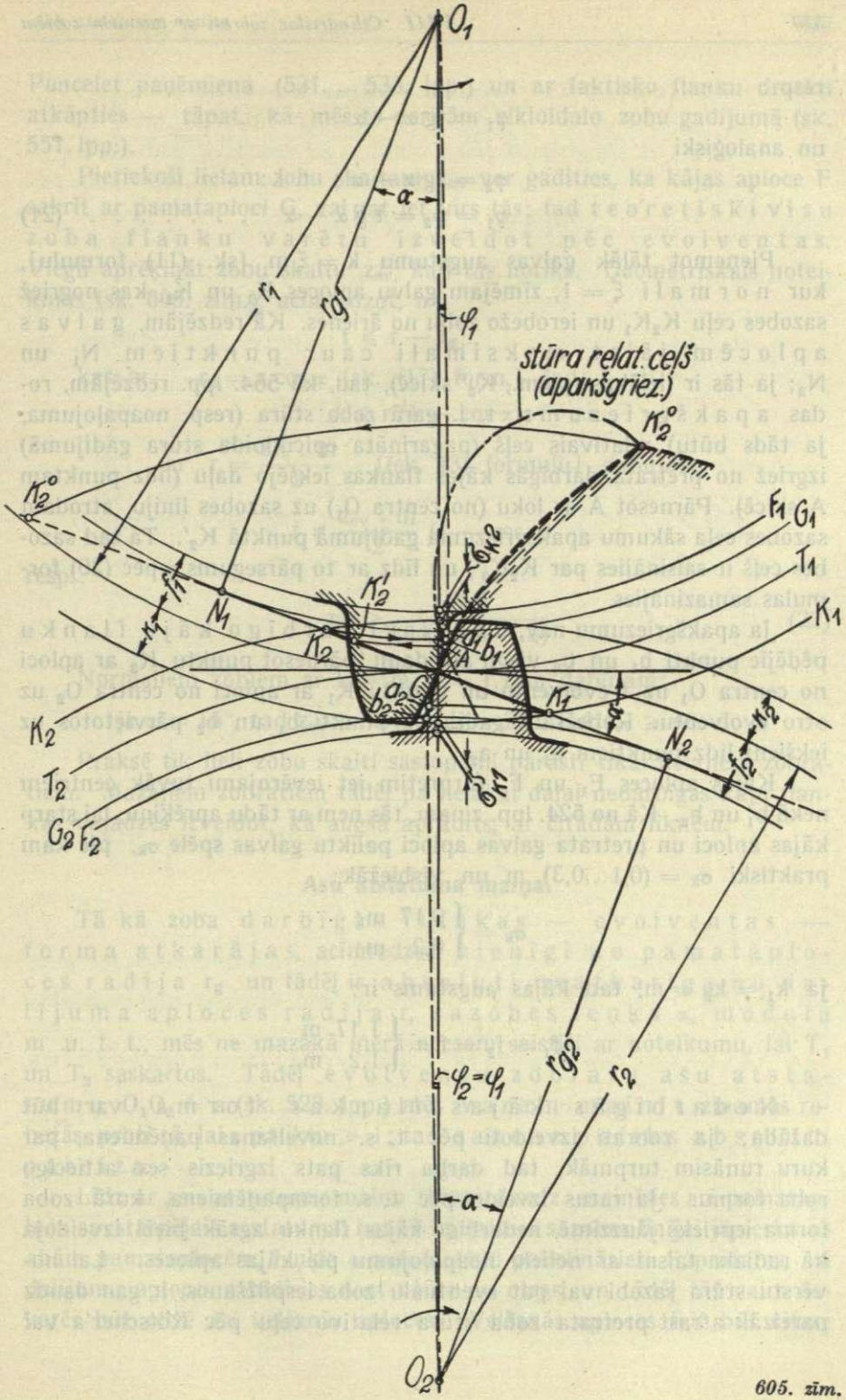
Kā no 605. zīm. redzams:

$$CN_1 = r_{g1} \cdot \operatorname{tg}\alpha;$$

$$\smile a_1N_1 = r_{g1} \cdot (\alpha + \varphi_1).$$

Pielīdzinot (jo novelšanās dēļ $CN_1 = \smile a_1N_1$) dabūjam:

$$r_{g1} \cdot \operatorname{tg}\alpha = r_{g1} \cdot (\alpha + \varphi_1),$$


O_1
α
r_1
r_{g1}
φ_1
stūra relat. ceļš
(aparšgriez.)
K_2^o
K_2^o
F_1 G_1
T_1
K_1
δ_{K2}
K_2'
f_1'
κ_1
N_1
K_2
a_1 b_1
A
b_2 a_2
C
K_1
a
κ_2
f_2
N_2
K_2
T_2
G_2 F_2
δ_{K1}
$\varphi_2 = \varphi_1$
r_{g2}
r_2
α
O_2

605. zīm.

resp.:

$$\varphi_1 = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$$

un analoģiski

$$\varphi_2 = \operatorname{tg}\alpha - \alpha \; ; \text{ t. i.:}$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \operatorname{tg}\alpha - \alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

Pieņemot tālāk galvas augstumu $k = \xi m$ [sk. (11) formulu], kur normali $\xi = 1$, zīmējam galvu aploces K_1 un K_2, kas nogriež sazobes ceļu K_2K_1 un ierobežo zobu no ārienes. Kā redzējām, galvas aplocēm jāiet maksimali caur punktiem N_1 un N_2; ja tās ir lielākas (piem., $K_2°$ skicē), tad, kā 564. lpp. redzējām, rodas apakšgriezums, t. i. garā zoba stūra (resp. noapaļojuma, ja tāds būtu) relativais ceļš (pagarināta epicikloida stūra gadijumā) izgriež no pretrata darbīgās kājas flankas iekšējo daļu (līdz punktam A skicē). Pārnesot A ar loku (no centra O_1) uz sazobes līniju, atrodam sazobes ceļa sākumu apakšgriezuma gadijumā punktā K_2'. Tā tad sazobes ceļš ir saīsinājies par K_2K_2', un līdz ar to pārsegums ε pēc (20) formulas samazinājies.

Ja apakšgriezumu nav, faktiski darbīgo kāju flanku pēdējie punkti b_1 un b_2 viegli atrodami, pārnesot punktu K_2 ar aploci no centra O_1 uz I evolventu un punktu K_1 ar aploci no centra O_2 uz otro evolventu. Robežratu gadijumā punkti b_1 un b_2 pārvietotos uz iekšieni līdz punktiem a_1 un a_2.

Kājas aploces F_1 un F_2 turpretim iet ievērojami tuvāk centriem nekā b_1 un b_2. Kā no 524. lpp. zinam, tās ņem ar tādu aprēķinu, lai starp kājas aploci un pretrata galvas aploci paliktu galvas spēle σ_k, pie kam praktiski $\sigma_k = (0{,}1 \ldots 0{,}3)\ m$ un visbiežāk:

$$\sigma_k = \begin{cases} 0{,}17 \text{ m}; \\ 0{,}2 \text{ m}; \end{cases}$$

ja $k_1 = k_2 = m$, tad kājas augstums ir:

$$f_1 = f_2 = f = \begin{cases} 1{,}17 \text{ m} \\ 1{,}2 \text{ m}. \end{cases}$$

Nedarbīgās kājas flankas forma var būt dažāda; ja zobrati izveidoti pēc t. s. novelšanas paņēmiena, par kuru runāsim turpmāk, tad darba rīks pats izgriezīs sev attiecīgo roba formu. Ja ratus izveido pēc t. s. formpaņēmiena, kurā zoba forma iepriekš jāuzzīmē, nedarbīgo kājas flanku agrāk bieži izveidoja kā radialu taisni ar nelielu noapaļojumu pie kājas aploces. Lai novērstu stūra sazobi vai pat eventualu zoba iespīlēšanos, ir gan daudz pareizāk atrast pretrata zoba stūra relativo ceļu pēc Rötscher'a vai

Poncelet paņēmiena (531. ... 533. lpp.) un ar faktisko flanku drusku atkāpties — tāpat, kā mēs to darijām cikloidalo zobu gadijumā (sk. 551. lpp.).

Pietiekoši lielam zobu skaitam z_{ev} var gadīties, ka kājas aploce F sakrīt ar pamataploci G, vai pat iet virs tās; tad teoretiski visu zoba flanku varētu izveidot pēc evolventas. Viegli aprēķināt zobu skaitu z_{ev}, kad tas notiks. Ģeometriskais noteikums (sk. 605. zīm.), acīmredzot, ir

$$f \leqslant r - r_g,$$

kas ar: $r_g = r \cos \alpha$ [sk. (17) form.] dod:

$$f \leqslant r (1 - \cos \alpha);$$

ar $r = \frac{z_{ev} \cdot m}{2}$ [(sk. (3) formulu] dabūjam:

$$f \leqslant \frac{z_{ev} \cdot m}{2} (1 - \cos \alpha),$$

resp.:

$$z_{ev} \geqslant \frac{2 f}{m (1 \cos - \alpha)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

Normaliem zobiem ar $k = m$; $f = 1{,}17m$ dabūjam:

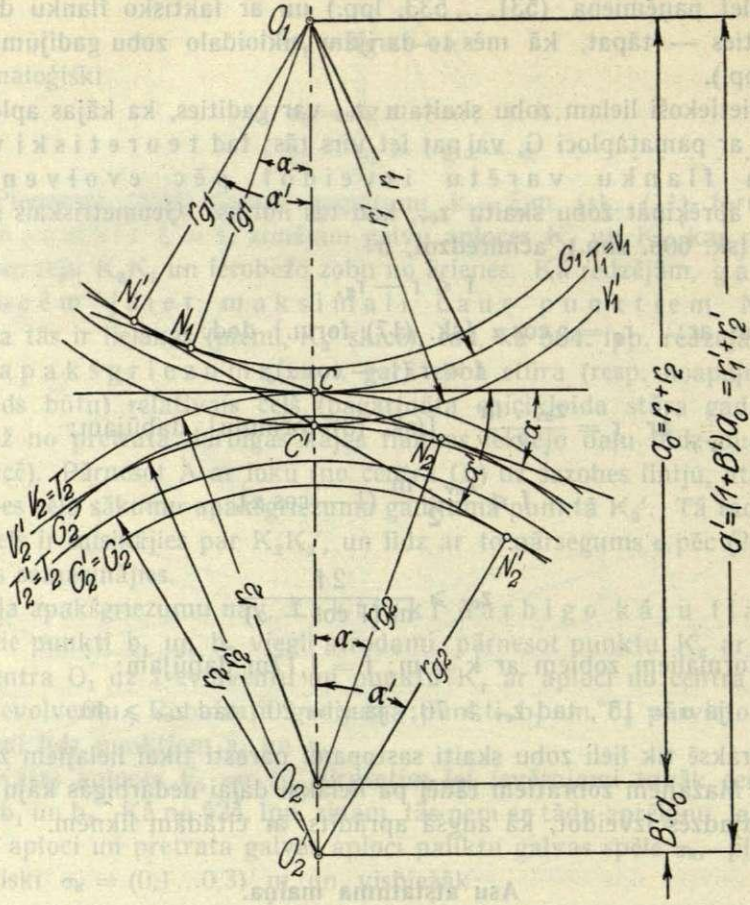
ja $\alpha = 15°$, tad $z_{ev} \geqslant 70$; ja $\alpha = 20°$, tad $z_{ev} \geqslant 40$.

Praksē tik lieli zobu skaiti sastopami parasti tikai lielajiem zobratiem. Mazajiem zobratiem tādēļ pa lielākai daļai nedarbīgās kāju flankas vajadzēs izveidot, kā augšā aprādīts, ar citādām līknēm.

Asu atstatuma maiņa.

Tā kā zoba darbīgās flankas — evolventas — forma atkarājas, acīmredzot, vienīgi no pamataploces radija r_g un tādēļ ir absoluti neatkarīga no dalijuma aploces radija r, sazobes leņķa α, modula m u. t. t., mēs ne mazākā mērā neesam saistīti ar noteikumu, lai T_1 un T_2 saskartos. Tādēļ evolventu zobratu asu atstatumu $O_1O_2 = a$ (sk. 523. lpp.) mēs varam mainīt zinamās robežās, proti tā, lai ε paliktu > 1; tad sazobe paliks absoluti pareiza.

Līdz ar asu atstatumu maiņu tikpat daudz mainīsies arī pamataploču savstarpējais atstatums; bet tā kā taisnai sazobes līnijai jāpieskaras abām pamataplocēm, leņķis α automatiski palielināsies. Saprotams, arī dalijumu aploces atbīdīsies nost viena no otras, un tādēļ tās vairs nevarēs būt reizē arī velšanās aploces. Velšanās aploces šeit būs citas;



606. zīm.

tās krustos centru līniju citā velšanās punktā reizē ar jauno sazobes līniju.

Pārnesuma skaitlis i turpretim nemainīsies, jo saskaņā ar (19) nolīdzinājumu i var izteikt kā: $i = \frac{r_{g2}}{r_{g1}}$; bet pamatapločiem radiji nemainas.

Aprādītie apstākļi grafiski attēloti 606. zīmējumā. Normalam, nepārbīdītam stāvoklim (T = V) apzīmējumi ir viscaur agrāk lietotie: T, G, r, r_g, α, N, C. Asu atstatumu, pieskaņojoties turpmāk korrekturās lietotiem simboliem, apzīmēsim ar: $a_0 = r_1 + r_2$.

Pārbīdītam stāvoklim analoģiskiem apzīmējumiem pieliksim ′ zīmi, proti: T′, G′, α', N′, C′.

Dalijumu apločų radiji paliek tie paši r, tāpat pamatapločų radiji r_g. No jauna nāk klāt velšanās aploces V_1' un V_2' ar radijiem r_1' un r_2'.

Asu atbīdi izteiksim kā a_o funkciju ar koeficientu B', t. i.: $B' \cdot a_o$; līdz ar to dabūjam jauno asu atstatumu:

$$a' = r_1' + r_2' = (1 + B')\, a_o = (1 + B')(r_1 + r_2) \quad . \quad . \quad . \quad (23a)$$

Izteikt jaunos lielumus (pārbīdītā stāvoklī) ar veciem (nepārbīdītā stāvoklī), kā arī pārbīdes koeficientu ir viegli:

no 606. zīm. dabūjam:

$$r_1 = \frac{r_{g_1}}{\cos\alpha}, \text{ un } r_2 = \frac{r_{g_2}}{\cos\alpha}, \text{ tāpat:}$$

$$r_1' = \frac{r_{g_1}}{\cos\alpha'} \text{ un } r_2' = \frac{r_{g_2}}{\cos\alpha'}.$$

Summējot atsevišķi, dabūjam:

$$r_1 + r_2 = a_o = \frac{r_{g_1} + r_{g_2}}{\cos\alpha};$$

$$r_1' + r_2' = a' = a_o\,(1 + B') = \frac{r_{g_1} + r_{g_2}}{\cos\alpha'}.$$

Izdalot atrodam:

$$\frac{\cos\alpha'}{\cos\alpha} = \frac{1}{1 + B'}, \quad \text{resp.:}$$

$$\cos\alpha' = \frac{\cos\alpha}{1 + B'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Izdalot tālāk r_1' ar r_1 un r_2' ar r_2, atrodam:

$$\frac{r_1'}{r_1} = \frac{r_2'}{r_2} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'};$$

ar (23) nolīdzinājumu un (3) formulu: $r = \frac{mz}{2}$ atrodam velšanās apločų radijus pēc asu pārbīdes:

$$r_1' = r_1\,(1 + B') = \frac{mz_1}{2}\,(1 + B');$$

$$\quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

$$r_2' = r_2\,(1 + B') = \frac{mz_2}{2}\,(1 + B').$$

Evolventu zobratu īpašība, ka var mainīt asu atstatumu zinamās robežās, ir praktiski ļoti svarīga: 1) šā apstākļa dēļ montažas kļūdas vai vārpstu un mašinu rāmju deformacijas gandrīz neatstāj iespaidu uz sazobes kvalitati; 2) vajadzības gadijumā var ieturēt n o t e i k t u s asu atstatumus, kas citādi modulu normēšanas dēļ nebūtu iespējams, vai pat pielaist tos mainīgus (piem., valčiem); 3) kā turpmāk redzēsim,

zobratiem ar maziem zobu skaitiem iespējams izdarīt t.s. korrekturas, ar kurām novērš apakšgriezumus; bet korrigētiem zobratiem asu pārbīde bieži ir nepieciešama.

Evolventu zobratu komplekti.

Savā vietā (536. ... 537. lpp.) mēs redzējām, ka kinematiskie noteikumi komplektu izveidošanai prasa uz abām pusēm no C kongruentas sazobes līnijas daļas, kas ir pretēji simmetriskas. Tā kā sazobes līnija visiem evolventu zobratiem ir taisne, kuras slīpuma (sazobes) leņķis α mainas atkarībā no zobratu savstarpējā stāvokļa, tad no tīri kinematiskā viedokļa visi evolventu zobrati veido komplektu. Praktiski, saprotams, paliks tās pašas agrāk izteiktās prasības, lai zobrati vispārīgi varētu sastrādāt kopā, proti: vienāds moduls, resp. t; apm. vienādi zobu augstumi; zobu platumi $s \leqslant \frac{t}{2}$ un vienādi; zobi simmetriski un taisni. T.s. korrigētie zobrati, par kuriem runāsim turpmāk, ne vienmēr izpilda šīs prasības, un tos tādēļ nevar lietot komplektos; šeit s un dažreiz arī zobu augstumi nav vienādi (pēc stipras korrekturas jāizdara zoba saīsinājums galvas spēles dēļ)

Tālāk vēl jāaizrāda, ka praktisku komplektu neveido arī tādi zobrati, kuru konstruēšanai ņemti dažādi sazobes leņķi α. Tas ir viegli redzams. Ja α ir ņemti vienādi, tad pārnesums i ir [sk. (4) un (19) formulu]:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2 \cos\alpha}{r_1 \cos\alpha} = \frac{r_{g1}}{r_{g2}}$$

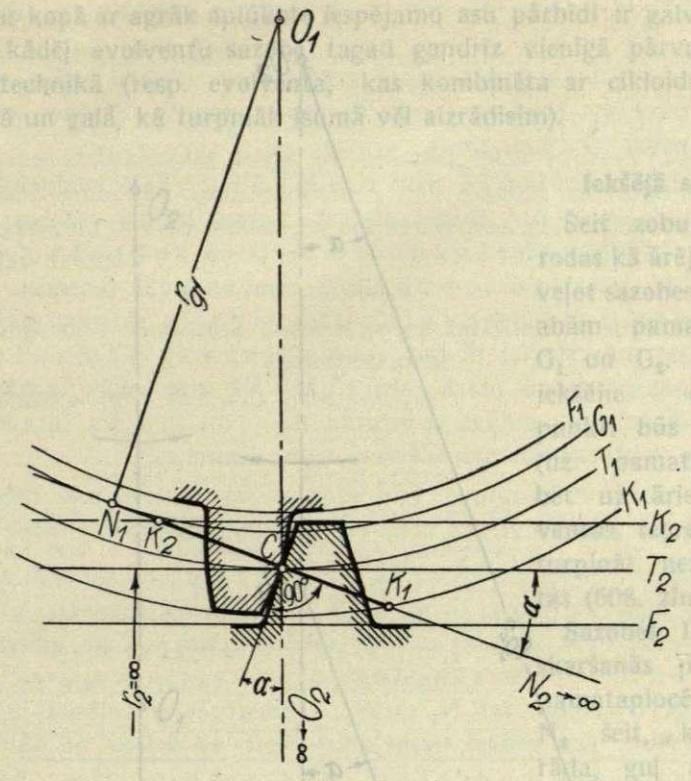
Bet ja α ir nevienādi, tad attiecība $\frac{r_{g1}}{r_{g2}}$ vairs nevar līdzināties attiecībām $\frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}$, t. i. tad rodas teoretiskā nesaskaņa pārnesumā, kas neatļaus pareizu sazobi.

Tādēļ komplektu izveidošanai visiem zobratiem jāņem vienāds sazobes leņķis α.

Zobu stienis.

Zobu stienis ir, kā agrāk cikloidalā sazobē, zobrats ar bezgalīgi lielu r; citiem vārdiem, tā velšanās aploce ir taisne. Līdz ar to arī $r_g = r \cos\alpha$ ir bezgalīgi liels, tāpat arī zobu skaits z.

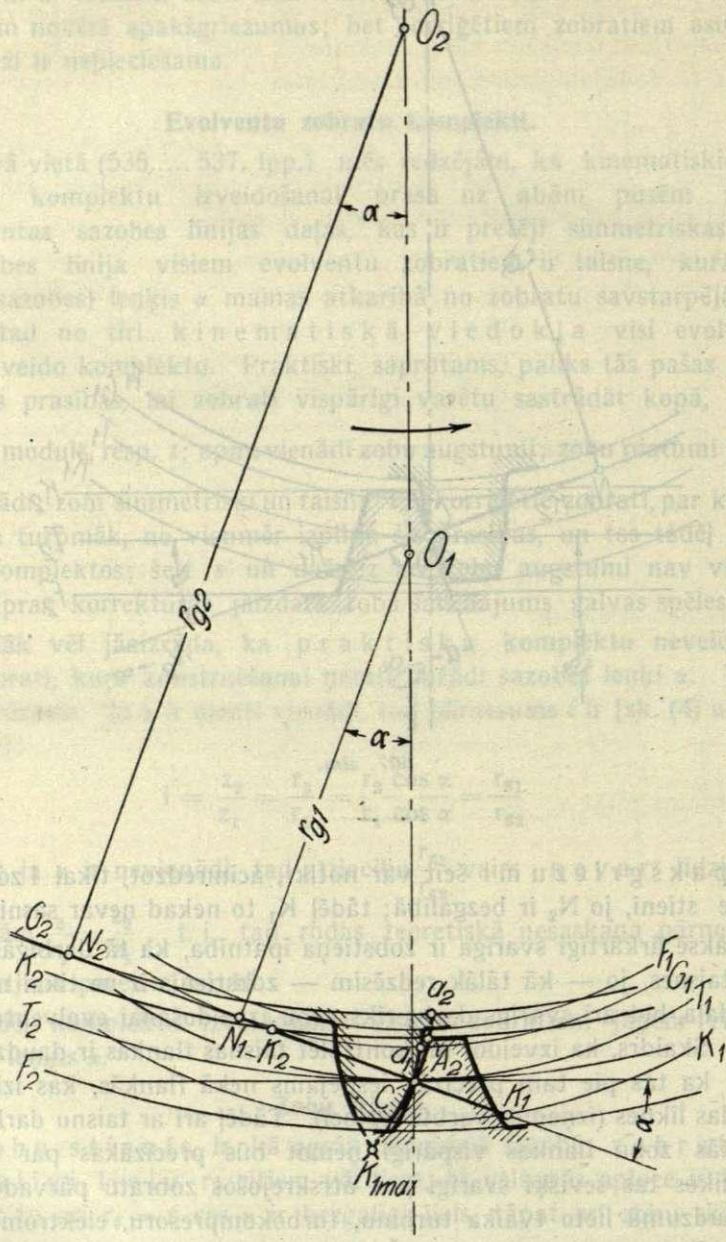
Evolventa šajā gadijumā pārvēršas taisnē ar sazobes leņķi α pret $O_1 C$, jo attiecīgais sazobes līnijas pieskaršanās punkts N_2 atrodas bezgalībā. 607. zīm. parādīts zobu stienis (kā II zobrats) sazobē ar normalu I zobratu.



607. zīm.

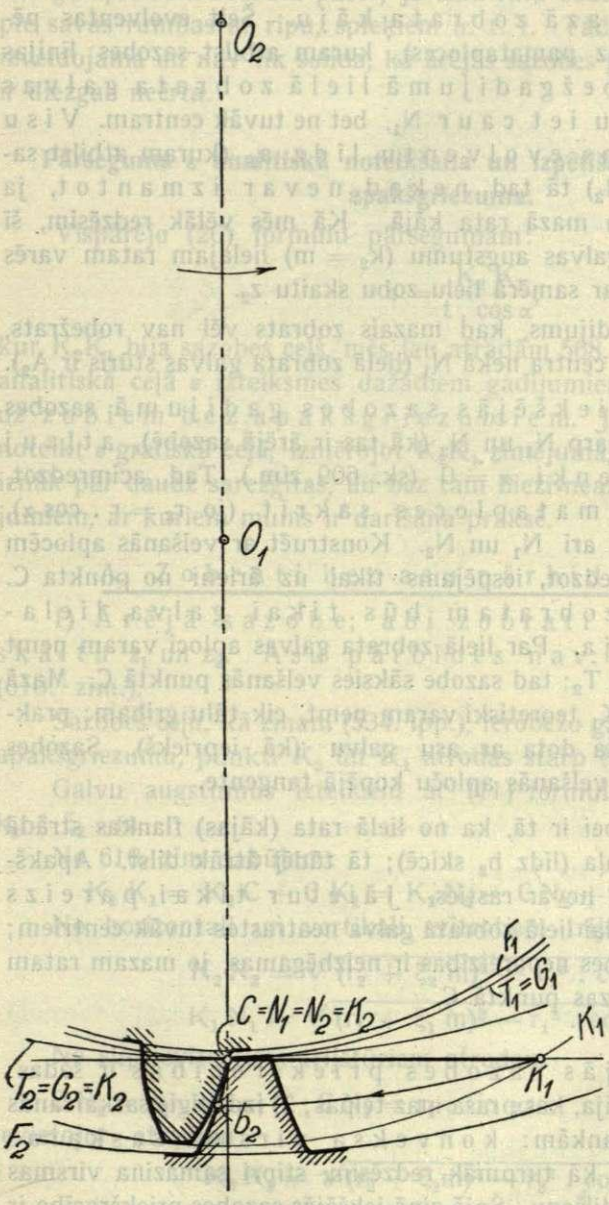
Apakšgriezumi šeit var notikt, acīmredzot, tikai I zobratā, bet ne stienī, jo N_2 ir bezgalībā; tādēļ K_1 to nekad nevar sasniegt.

Praksē ārkārtīgi svarīga ir zobstieņa īpatnība, ka tā darbīgās flankas ir taisnes, jo — kā tālāk redzēsim — zobstienis ir ne tikai mechanisma daļa, bet arī svarīgs darba rīks zobu izveidošanai evolventu zobratiem. Skaidrs, ka izveidot un kontrolēt taisnas flankas ir daudz vieglāk, un ka tas pie tam precizāk iespējams nekā flankās, kas izlocītas pēc kādas līknes (izņemot varbūt aploci). Tādēļ arī ar taisnu darbarīku izveidotās zobu flankas vispārīgi ņemot būs precizākas par citām. Mūsu laikos tas sevišķi svarīgi ļoti ātrskrejošos zobratu pārvados, ko lielā daudzumā lieto tvaika turbinu, turbokompresoru, elektromotoru, kuģu mašinu u. t. t. agregatos. Šeit niecīgas kļūdas — dažu tūkstošdaļu mm lielumā — var jau atstāt ievērojamu iespaidu uz pārvada gaitu. Bet tās ir gandrīz nenovēršamas pārvados, kur zobi izveidoti ar kādu izlocītas formas darba rīku.



608. zīm.

Tas kopā ar agrāk aplūkoto iespējamo asu pārbīdi ir galvenais iemesls, kādēļ evolventu sazobe tagad gandrīz vienīgā pārvalda stāvokli technikā (resp. evolventa, kas kombinēta ar cikloidu sazobes sākumā un galā, kā turpmāk īsumā vēl aizrādīsim).



609. zīm.

Iekšējā sazobe.

Šeit zobu flankas rodas kā ārējā sazobē, veļot sazobes līniju pa abām pamataplocēm G_1 un G_2. Pēdējie iekšējie evolventu punkti būs a_1 un a_2 (uz pamataplocēm), bet uz ārieni evolventas teoretiski var turpināt neaprobežotas (608. zīm.).

Sazobes līnijas saskaršanās punkti ar pamataplocēm N_1 un N_2 šeit, kā skice rāda, guļ abi vienā pusē no velšanās punkta C — tuvāk uz iekšieni. Ārējās sazobes noteikums, lai sazobes ceļa gala punkti K_2 un K_1 gulētu starp N_1 un N_2, šeit, acīmredzot, nav spēkā. Tālāk skaidrs, ka mazā zobrata (I) zoba galva nekad nevar iegriezties lielā zobrata zoba kājā, jo evolventas turpinas uz ārieni neaprobežoti. Tādēļ apakšgriezums lielā zobrata kājā vis-

pārīgi izslēgts, un mēs teoretiski varētu ņemt mazā zobrata galvu neaprobežoti garu. Praktiski, saprotams, šeit ir robeža, jo līdz ar k_1 pieaugumu zobs paliek arvienu asāks un beidzot pavisam ass (kad abas zoba flankas sastopas). Skaidrs, ka tālāk ar k_1 iet nevar (sk. 608. zīm.).

Cita lieta ir ar mazā zobrata kāju. Šeit evolventas pēdējais punkts ir a_1 (uz pamataploces), kuram atbilst sazobes līnijas punkts N_1. Tādēļ robežgadījumā lielā zobrata galvas aploce K_2 varētu iet caur N_1, bet ne tuvāk centram. Visu lielā rata galvas evolventu līdz a_2 (kuram atbilst sazobes līnijas punkts N_2) tā tad nekad nevar izmantot, ja nevēlas apakšgriezumu mazā rata kājā. Kā mēs vēlāk redzēsim, šī iemesla dēļ normalu galvas augstumu ($k_2 = m$) lielajam ratam varēs ņemt tikai zobratiem ar samērā lielu zobu skaitu z_2.

Skicē parādīts gadijums, kad mazais zobrats vēl nav robežrats, jo K_2 atrodas tālāk no centra nekā N_1 (lielā zobrata galvas stūris ir A_2).

Tas apstāklis, ka iekšējās sazobes gadijumā sazobes ceļam nav jāatrodas starp N_1 un N_2 (kā tas ir ārējā sazobē), atļauj ņemt sazobes leņķi $\alpha = 0$ (sk. 609 zīm.). Tad, acīmredzot, velšanās un pamataploces sakrīt (jo $r_g = r \cdot \cos\alpha$), bet punktā C atrodas arī N_1 un N_2. Konstruēt ar velšanās aplocēm evolventas šeit, acīmredzot, iespējams tikai uz ārieni no punkta C. Tādēļ mazajam zobratam būs tikai galva, lielajam — tikai kāja. Par lielā zobrata galvas aploci varam ņemt to pašu velšanās aploci T_2; tad sazobe sāksies velšanās punktā C. Mazā zobrata galvas aploci K_1 teoretiski varam ņemt, cik tālu gribam; praktiski maksimalā robeža dota ar asu galvu (kā iepriekš). Sazobes līnija būs CK_1 — abu velšanās aploču kopējā tangente.

Neērtība šai sazobei ir tā, ka no lielā rata (kājas) flankas strādā tikai samērā neliela daļa (līdz b_2 skicē); tā tādēļ ātrāk dilst. Apakšgriezumi šeit teoretiski nevar rasties. Jāietur tikai pareizs asu atstatums, lai lielā zobrata galva neatrastos tuvāk centriem; ja tas notiek, tad sazobes nepareizības ir neizbēgamas, jo mazam ratam evolventas flanka beidzas punktā C.

Vispārīgi iekšējās sazobes priekšrocības ir šādas: 1) kompaktā konstrukcija, kas prasa maz telpas; 2) izdevīgie saskaršanās apstākļi starp zobu flankām: konveksa virsma saskaras ar konkavu, kas, kā turpmāk redzēsim, stipri samazina virsmas spiedi un līdz ar to arī dilšanu. Šajā ziņā iekšējās sazobes priekšrocība ir

liela, salīdzinot ar ārējo sazobi, kur vienmēr saskaras divas konveksas virsmas; 3) relativi lielāks pārsegums ε, salīdzinot ar ārējo sazobi.

Trūkumi ir šādi: 1) techniskā neiespēja apstrādāt zobus ar zobstieni, resp. attiecīgu darbrīku; 2) mazā rata vārpstu nevar balstīt gultņos abās zobrata pusēs, jo lielā rata zobu vainags taču jāsaista pie savas rumbas ar ripu, spieķiem u. t. t. Tādēļ konstrukcija grūtāk izveidojama un nav tik solida, kā ārējās sazobes gadijumā; arī montaža ir diezgan neērta.

Pārseguma ε analitiskā noteikšana un izpētīšana zobratiem bez apakšgriezuma.

Vispārējo (20) formulu pārsegumam:

$$\varepsilon = \frac{K_2 K_1}{t \cdot \cos\alpha},$$

kur K_2K_1 bija sazobes ceļš, mēs jau atradām 568. lpp. Atradīsim tagad analitiskā ceļā ε izteiksmes dažādiem gadijumiem. Visas tās attiecas uz zobiem bez apakšgriezumiem. Ja tādi ir, tad izdevīgāk noteikt ε grafiskā ceļā, izmērojot K_2K_1 zīmējumā, jo noteiktas formulas iznāk par daudz sarežģītas, un bez tam bieži neattiecas precizi uz gadijumiem, ar kuriem mums ir darīšana praksē.

A. Zobrati bez asu pārbīdes (T = V).

1) Ārējā sazobe; abi zobrati ar galīgu zobu skaitu z_1 un z_2. Asu pārbīdes nav: T sakrīt ar V (610. zīm.).

Sazobes ceļu, kā zinam (534. lpp.), ierobežo galvas aploces; ja nav apakšgriezumu, punkti K_2 un K_1 atrodas starp N_1 un N_2.

Galvu augstumus izteiksim ar (11) formulu kā $k_1 = \xi_1 \cdot m$ un $k_2 = \xi_2 \cdot m$.

No 610. zīm dabūjam:

$$K_2K_1 = K_2C + CK_1 = K_2N_2 - CN_2 + K_1N_1 - CN_1.$$

No horizontali un vertikali svītrotiem trijstūriem atrodam

$$K_2N_2 = \sqrt{(r_2 + \xi_2 m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha}\ ;$$

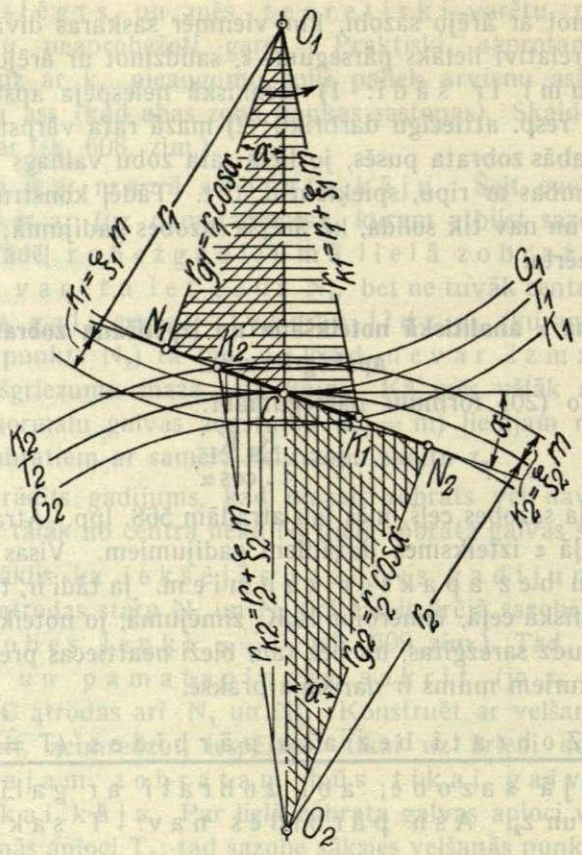
$$K_1N_1 = \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha}\ .$$

No slīpi svītrotiem trijstūriem atrodam

$$CN_2 = r_2 \cdot \sin\alpha; \qquad CN_1 = r_1 \cdot \sin\alpha;$$

ievietojot atrodam:

$$K_2K_1 = \sqrt{(r_2 + \xi_2 m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha} + \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} - (r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha.$$



610. zīm.

Ievietojot tālāk no (3) formulas:

$$r_1 = \frac{m\,z_1}{2}\ ;\ r_2 = \frac{m\,z_2}{2},$$

atrodam:

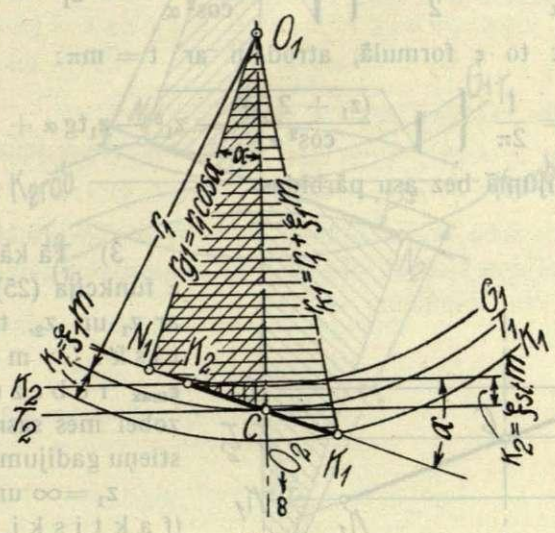
$$K_2K_1 = \frac{m\,.\cos\alpha}{2}\left\{\sqrt{\frac{(z_1+2\,\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^{\,2}} + \sqrt{\frac{(z_2+2\,\xi_2)^2}{\cos^2\alpha} - z_2^{\,2}} - (z_1+z_2)\,.\,\operatorname{tg}\alpha\right\}.$$

Ievietojot šo izteiksmi, kā arī $t = m\pi$ [no (2) formulas] ε formulā, atrodam galīgi:

$$\varepsilon = \frac{K_2K_1}{t\,.\cos\alpha} = \frac{1}{2\pi}\left\{\sqrt{\frac{(z_1+2\,\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^{\,2}} + \sqrt{\frac{(z^2+2\,\xi_2)^2}{\cos^2\alpha} - z_2^{\,2}} - (z_1+z_2)\,.\,\operatorname{tg}\alpha\right\} \quad . \ . \ . \ (25)$$

ārējai sazobei bez asu pārbīdes.

Pārsegums ε pieaug līdz ar z_1 un z_2, kā arī ar ξ_1 un ξ_2 palielināšanu, bet samazinas līdz ar α palielināšanu. Šis rezultats diezgan skaidrs arī no agrākās grafiskās izpētīšanas (sk. 565. lpp.).



611. zīm.

2) Ārejā sazobe; otrais zobrats ir zobstienis ar $z_2 = \infty$; asu pārbīdes nav (611. zīm.).

(25) formula šim gadijumam jāpārveido, jo ar $z_2 = \infty$ to tieši nevar lietot. Visērtāk atrast pārveidoto formulu ģeometriski (sk. 611. zīm.).

Kā agrāk atrodam:

$$K_2 K_1 = K_2 C + C K_1 = K_2 C + N_1 K_1 - N_1 C.$$

No vertikali svītrotā trijstūra atrodam:

$$K_2 C = \frac{\xi_{st} \cdot m}{\sin \alpha}$$

(apzīmējot stieņa galvas augstuma koeficientu ar ξ_{st}).

Kā agrāk, no horizontali un slīpi svītrotiem trijstūriem dabūjam:

$$N_1K_1 = \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha}\,; \qquad N_1C = r_1 \cdot \sin\alpha\,.$$

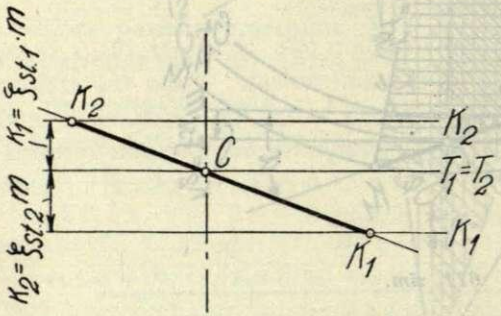
Ar $r_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2}$ atrodam:

$$K_2K_1 = \frac{\xi_{st} \cdot m}{\sin\alpha} + \frac{m\cos\alpha}{2}\left\{\sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - z_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha\right\},$$

un, ievietojot to ε formulā, atrodam ar $t = m\pi$:

$$\varepsilon = \frac{K_2K_1}{t\cos\alpha} = \frac{1}{2\pi}\left\{\sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - z_1\operatorname{tg}\alpha + \frac{4\xi_{st}}{\sin 2\alpha}\right\} \quad (26)$$

zobstieņa gadijumā bez asu pārbīdes.



612. zīm.

3) Tā kā ārējā sazobē ε funkcija (25) pieaug līdz ar z_1 un z_2, tad teoretiski maksimalo ε_{max} robežu ārējai sazobei mēs sasniegtu 2 zobu stieņu gadijumā, t. i. ja

$z_1 = \infty$ un $z_2 = \infty$

(faktiski, saprotams, divi tādi zobstieņi kustas kopā kā viens ķermenis). Ģeometriski viegli atrast ε_{max} izteiksmi (612. zīm.):

$$K_2K_1 = (k_1 + k_2) \cdot \frac{1}{\sin\alpha} = \frac{m}{\sin\alpha}(\xi_{st_1} + \xi_{st_2});$$

ar $t = m\pi$ dabūjam:

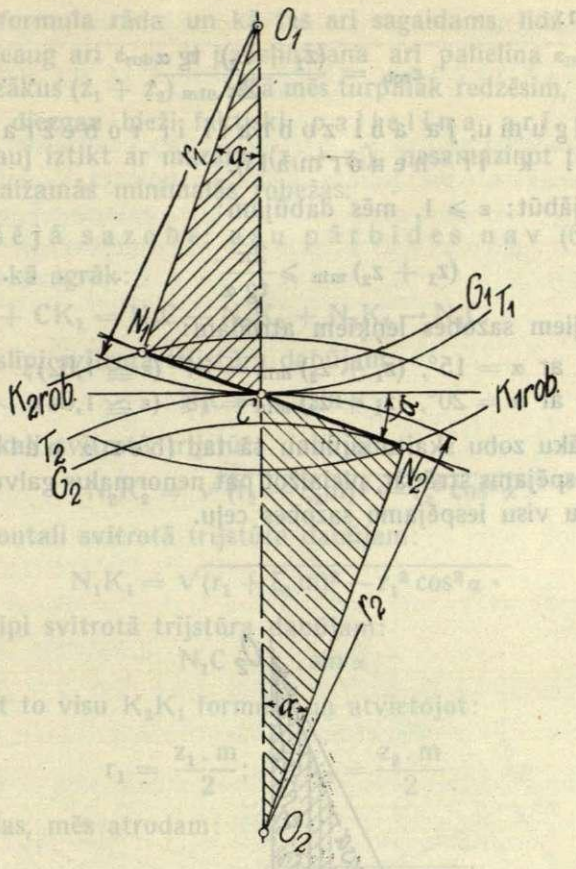
$$\varepsilon_{max} = \frac{K_2K_1}{t\cdot\cos\alpha} = \frac{2(\xi_{st_1} + \xi_{st_2})}{\pi \cdot \sin 2\alpha} \quad \ldots\ldots \quad (27)$$

kā robežu ārējās sazobes maksimalam iespējamam pārsegumam, ja z_1 un z_2 pieaug līdz ∞.

Ja zobi ir normali, proti: $k_1 = k_2 = m$ (t. i. $\xi_{st_1} = \xi_{st_2} = 1$), mēs dabūtu parastajiem sazobes leņķiem maksimalā pārseguma robežu $\varepsilon_{max} = \frac{4}{\pi \cdot \sin 2\alpha}$:

ar $\alpha = 15°$, $\varepsilon_{max} = 2{,}54$; ar $\alpha = 20°$ $\varepsilon_{max} = 1{,}98$.

Ar normaliem zobiem tā tad faktiskie pārsegumi ārējā sazobē būs vienmēr mazāki par šiem skaitļiem.



613. zīm.

Piezīme. Iekšējai sazobei ε_{max} var būt lielāks; sk. turpmāk.

4) Tāpat viegli atrast noteikumu par zobu skaitu minimumu, kuram jābūt pildītam, lai ε nebūtu mazāks par vienu. Iedomāsimies, ka mēs izmantojam visu iespējamo sazobes ceļu no N_1 līdz N_2, t. i. ka abi zobrati ir robežrati. Šajā gadijumā (613. zīm.):

$$\varepsilon_{rob} = \frac{N_1N_2}{t.\cos\alpha} = \frac{N_1C + CN_2}{t.\cos\alpha} = \frac{(r_1 + r_2).\sin\alpha}{t.\cos\alpha}.$$

Ar:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}; \quad t = m\pi$$

mēs atrodam:

$$\varepsilon_{rob} = \frac{(z_1 + z_2)\ \mathrm{tg}\,\alpha}{2\pi}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

t. i. pārsegumu, ja abi zobrati ir robežrati (tā tad vispārīgi k ir nenormali).

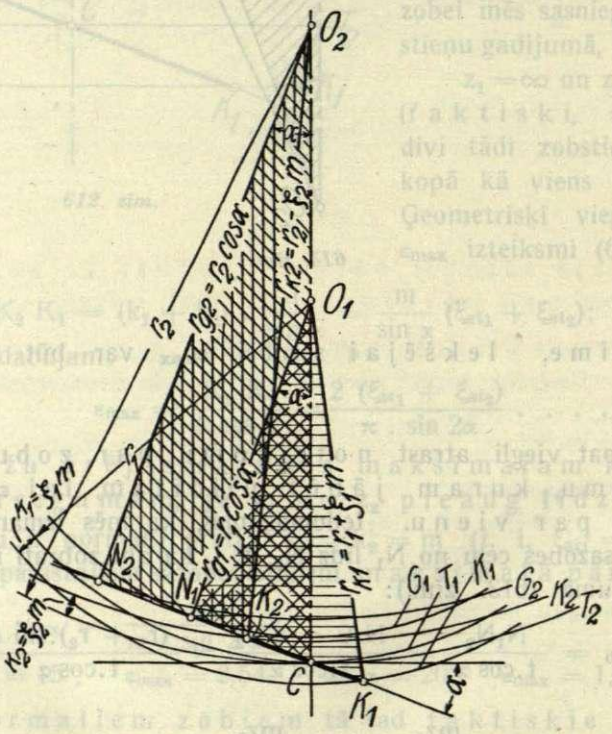
Tā kā jābūt: $\varepsilon \geqslant 1$, mēs dabūjam:

$$(z_1 + z_2)_{min} \geqslant \frac{2\pi}{\mathrm{tg}\,\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Parastajiem sazobes leņķiem atrodam:

ar $\alpha = 15°$, $(z_1 + z_2)_{min} = 24$ $(\varepsilon \cong 1{,}02)$;
ar $\alpha = 20°$, $(z_1 + z_2)_{min} = 18$ $(\varepsilon \cong 1{,}04)$.

Ar mazāku zobu skaitu summu tā tad (bez α palielināšana s) nav iespējams strādāt, pielaižot pat nenormalus galvu augstumus, lai izmantotu visu iespējamo sazobes ceļu.



614. zīm.

Kā (28) formula rāda un kā tas arī sagaidams, līdz ar $(z_1 + z_2)$ pieaugumu pieaug arī $\varepsilon_{rob.}$ α palielināšana arī palielina ε_{rob}, resp. atļauj lietot mazākus $(z_1 + z_2)_{min.}$ Kā mēs turpmāk redzēsim, t. s. korrekturas diezgan bieži faktiski palielina arī pārvada α, tā tad atļauj iztikt ar mazāku $(z_1 + z_2)$, nesamazinot tomēr ε zem praktiski pielaižamās minimalās robežas.

5) Iekšējā sazobe; asu pārbīdes nav (614. zīm.).

Atrodam kā agrāk:

$$K_2K_1 = K_2C + CK_1 = N_2C - N_2K_2 + N_1K_1 - N_1C.$$

No \\\ slīpi svītrotā trijstūra dabūjam:

$$N_2C = r_2 . \sin \alpha \cdot$$

No vertikali svītrotā trijstūra dabūjam:

$$N_2K_2 = \sqrt{(r_2 - \xi_2 m)^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha}.$$

No horizontali svītrotā trijstūra dabūjam:

$$N_1K_1 = \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} \cdot$$

No /// slīpi svītrotā trijstūra dabūjam:

$$N_1C = r_1 . \sin \alpha$$

Ievietojot to visu K_2K_1 formulā un atvietojot:

$$r_1 = \frac{z_1 . m}{2}; \quad ; r_2 = \frac{z_2 . m}{2}$$

no (3) formulas, mēs atrodam:

$$K_2K_1 = \frac{m . \cos \alpha}{2} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2 \alpha} - z_1^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\frac{(z_2 - 2\xi_2)^2}{\cos^2 \alpha} - z_2^2} - (z - z_2) \operatorname{tg} \alpha \right\}.$$

Ievietojot to (20) formulā: $\varepsilon = \frac{K_2K_1}{t \cos \alpha}$, atrodam ar $t = m\pi$:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2 \alpha} - z_1^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\frac{(z_2 - 2\xi_2)^2}{\cos^2 \alpha} - z_2^2} - (z_1 - z_2) \operatorname{tg} \alpha \right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

iekšējai sazobei bez asu pārbīdes.

Pārsegums ε pieaug līdz ar z_1, ξ_1 un ξ_2 palielināšanu; z_2 un α palielināšana to turpretim samazina.

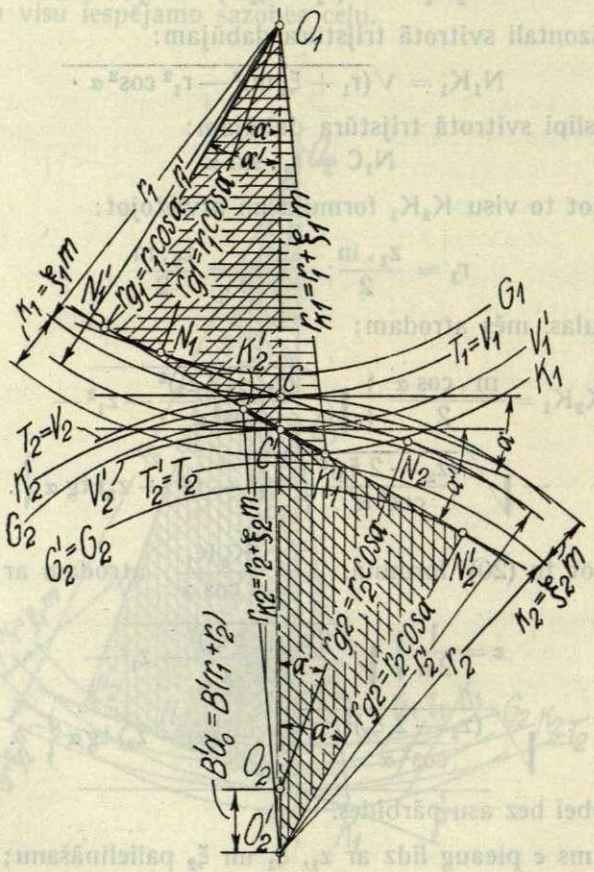
B. Zobrati ar asu pārbīdi (T≠V).

1) Ārējā sazobe; abi zobrati ir ar galīgu z_1 un z_2 (615. zīm.).

Šajā gadijumā, kā mēs 571...574. lpp. redzējām, mēs dabūjam jaunu leņķi α' un jaunas velšanās aploces V_1' un V_2' ar radijiem r_1' un r_2', kas vairs nesakrīt ar dalijuma aplocēm T_1 un T_2. Ja asu atstatumu nepārbīdītā stāvoklī apzīmējam ar $a_0 = r_1 + r_2$, un pašu pārbīdi ar $B' . a_0$, tad, kā mēs 573. lpp. redzējām:

$$\cos\alpha' = \frac{\cos\alpha}{1 + B'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

$$r_1' = r_1 (1 + B'); \quad r_2' = r_2 (1 + B') \quad \ldots\ldots\ldots \quad (24)$$



615. zīm.

Pārsegums pēc vispārējās (20) formulas ir šajā gadijumā:

$$\varepsilon' = \frac{K'_2 K_1'}{t_g} = \frac{K_2' K_1'}{t \cdot \cos \alpha},$$

jo t mērojams uz d a l i j u m a aploces T, bet ne uz jaunās velšanās aploces V'.

No zīmējuma atrodam:

$$K_2'K_1' = K_2'C' + C'K_1' = K_2'N_2' - C'N_2' + N_1'K_1' - N_1'C'.$$

No horizontali svītrotā trijstūra atrodam:

$$N_1'K_1' = \sqrt{(r_1 + \xi_1 . m)^2 - r_1^2 . \cos^2 \alpha}.$$

No vertikali svītrotā trijstūra atrodam:

$$K_2' N_2' = \sqrt{(r_2 + \xi_2 m)^2 - r_2^2 . \cos^2 \alpha}.$$

No /// slīpi svītrotā trijstūra atrodam:

$N_1' C' = r_1' . \sin \alpha' = r_1 (1 + B') . \sin \alpha'$ [ar (24) formulu].

No \\\ slīpi svītrotā trijstūra atrodam:

$C' N_2' = r_2' . \sin \alpha' = r_2 (1 + B') . \sin \alpha'$ [ar (24) formulu].

Ievietojot, atrodam:

$$K_2' K_1' = \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 . \cos^2 \alpha} + \sqrt{(r_2 + \xi_2 m)^2 - r_2^2 . \cos^2 \alpha} - (r_1 + r_2) (1 + B') . \sin \alpha'.$$

Ievietojot šo izteiksmi ε formulā un atvietojot kā agrāk:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} \; ; \; r_2 = \frac{mz_2}{2} \; ; \; t = m\pi, \text{ dabūjam:}$$

$$\varepsilon' = \frac{1}{2\pi} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2 \alpha} - z_1^2} + \sqrt{\frac{(z_2 + 2\xi_2)^2}{\cos^2 \alpha} - z_2^2} - (z_1 + z_2) . \frac{(1 + B')}{\cos \alpha} . \sin \alpha' \right\}.$$

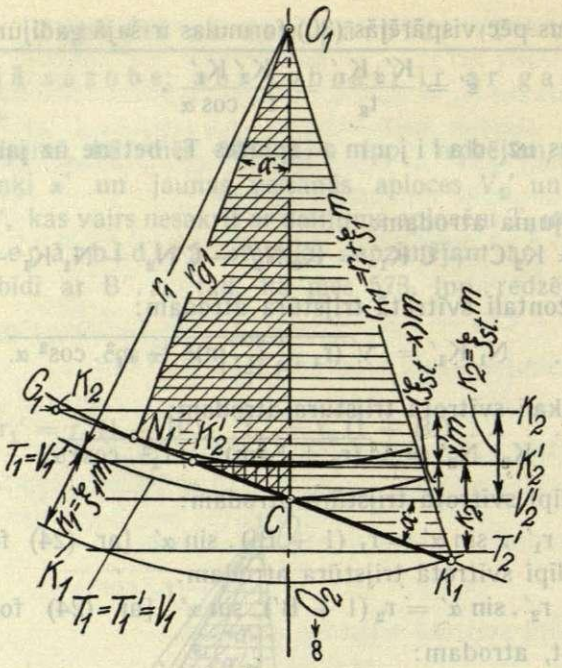
Atvietojot beidzot no (23) formulas:

$$\frac{1 + B'}{\cos \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha'}, \text{ dabūjam galīgi:}$$

$$\varepsilon' = \frac{1}{2\pi} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2 \alpha} - z_1^2} + \sqrt{\frac{(z_2 + 2\xi_2)^2}{\cos^2 \alpha} - z_2^2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha' \right\} \quad (31)$$

ārējai sazobei ar pārbīdītām asīm.

Formula, kā redzams, ir analoģiska (25) formulai gadijumam bez pārbīdes, tikai $\operatorname{tg} \alpha$ atvietots ar $\operatorname{tg} \alpha'$. Tā kā $\alpha' > \alpha$, tad $\varepsilon' < \varepsilon$, kas aprēķināts pēc (25) formulas nepārbīdītam asu stāvoklim.



616. zīm.

2) Ārējā sazobe; otrais zobrats ir zobstienis ar $z_2 = \infty$; zobstienis ir pārbīdīts (616. zīm).

Ja pārbīdam zobstieni pa atstatumu xm (izteikt pārbīdi kā asu atstatuma funkciju ar koeficientu B′ šeit nevar, jo $O_1O_2 = a_0 = \infty$), tad, salīdzinot ar gadījumu bez asu pārbīdes (ko aplūkojām 581. lpp.), mainas tikai sazobes ceļa gabals K_2C ar:

$$K_2'C = \frac{(\xi_{st} - x) \cdot m}{\sin \alpha}.$$

Sazobes ceļa gabals CK_1 noteicams tāpat kā agrāk:

$$CK_1 = N_1K_1 - N_1C$$

un iznāk identisks ar agrāk atrasto. Sazobes leņķis α nemainas, jo jāvelk tangente pret bezgalīgi attālu aploci $G_{2\infty}$, resp. jāvelk normale pret zobstieņa zoba flanku (taisni); tādēļ arī velšanās punkts C paliek uz vietas. Pietiek tā tad (26) formulā apmainīt ξ_{st} ar $(\xi_{st} - x)$, lai iegūtu pārseguma formulu (skaidrs, ka to var atrast arī ģeometriski tāpat kā agrāk):

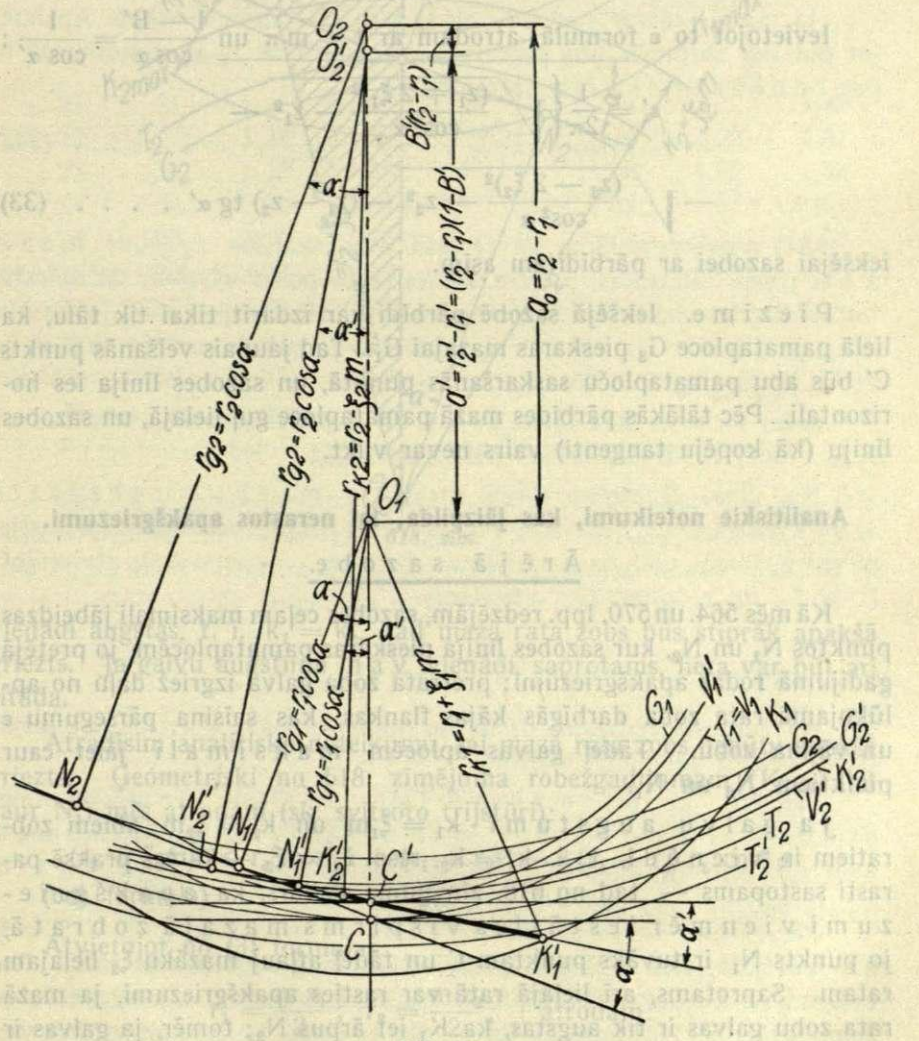
$$\varepsilon' = \frac{K_2'K_1}{t\cos\alpha} = \frac{1}{2\pi}\left\{\sqrt{\frac{(z_1+2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - z_1 \operatorname{tg}\alpha + \frac{4(\xi_{st}-x)}{\sin 2\alpha}\right\} \quad (32)$$

zobstieņa gadijumā ar pārbīdi xm.

3) Iekšējā sazobe ar asu pārbīdi: B′ $(r_2 - r_1)$ (617. zīm.).

Šeit analoģiski 571....574. lpp. mēs atrastu:

$$\cos\alpha' = \frac{\cos\alpha}{1-B'}; \quad r_1' = r_1(1-B'); \quad r_2' = r_2(1-B').$$



617. zīm.

Tālāk atrodam analoģiski 585. lpp. (kur aplūkojām iekšējo sazobi bez pārbīdes):

$$K_2' K_1' = K_2' C' + C' K_1' = N_2' C' - N_2' K_2' + N_1' K_1' - N_1' C' =$$

$$= r_2' \cdot \sin\alpha' - \sqrt{(r_2 - \xi_2 m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha} + \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} -$$

$$- r_1' \cdot \sin\alpha' = \frac{m \cdot \cos\alpha}{2} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - \sqrt{\frac{(z_2 - 2\xi_2)^2}{\cos^2\alpha} - z_2^2} - \right.$$

$$\left. - (z_1 - z_2) \cdot \sin\alpha' \cdot \frac{(1 - B')}{\cos\alpha} \right\}.$$

Ievietojot to ε formulā, atrodam ar $t = m\pi$ un $\frac{1 - B'}{\cos\alpha} = \frac{1}{\cos\alpha'}$:

$$\varepsilon' = \frac{1}{2\pi} \left\{ \sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\frac{(z_2 - 2\xi_2)^2}{\cos^2\alpha} - z_2^2} - (z_1 - z_2) \operatorname{tg}\alpha' \right. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

iekšējai sazobei ar pārbīdītām asīm.

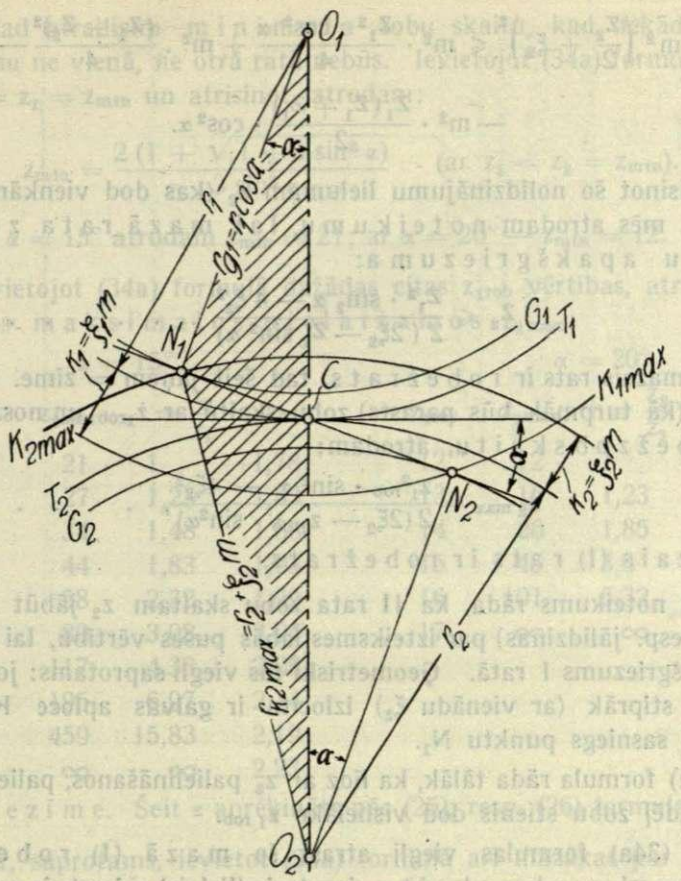
P i e z ī m e. Iekšējā sazobē pārbīdi var izdarīt tikai tik tālu, ka lielā pamataploce G_2 pieskaras mazajai G_1. Tad jaunais velšanās punkts C' būs abu pamataploču saskaršanās punktā, un sazobes līnija ies horizontali. Pēc tālākās pārbīdes mazā pamataploce guļ lielajā, un sazobes līniju (kā kopēju tangenti) vairs nevar vilkt.

Analitiskie noteikumi, kas jāizpilda, lai nerastos apakšgriezumi.

Ā r ē j ā s a z o b e.

Kā mēs 564. un 570. lpp. redzējām, sazobes ceļam maksimali jābeidzas punktos N_1 un N_2, kur sazobes līnija pieskaras pamataplocēm, jo pretējā gadijumā rodas apakšgriezumi: pretrata zoba galva izgriež daļu no aplūkojamā rata zoba darbīgās kājas flankas, kas saīsina pārsegumu ε un vājina zobu. Tādēļ galvas aplocēm m a k s i m a l i jāiet caur punktiem N_2 un N_1.

J a g a l v u a u g s t u m i $k_1 = \xi_1 m$ un $k_2 = \xi_2 m$ abiem zobratiem ir v i e n ā d i, t. i. $k_1 = k_2$, resp. $\xi_1 = \xi_2$, — kā tas praksē parasti sastopams —, tad no 618. zīmējuma skaidrs, ka a p a k š g r i e z u m i v i e n m ē r i e s t ā s i e s v i s p i r m s m a z a j ā z o b r a t ā, jo punkts N_1 ir tuvāks punktam C un tādēļ atļauj mazāku ξ_2 lielajam ratam. Saprotams, arī lielajā ratā var rasties apakšgriezumi, ja mazā rata zobu galvas ir tik augstas, ka K_1 iet ārpus N_2; tomēr, ja galvas ir



618. zīm.

vienādi augstas, t. i. $k_1 = k_2$, tad mazā rata zobs būs stiprāk apakšā griezts. Ja galvu augstumi n a v vienādi, saprotams, lieta var būt arī citāda.

Atradīsim analitisko noteikumu, lai mazā rata zobs nebūtu apakšā griezts. Ģeometriski no 618. zīmējuma robežgadijumam (K_{2max} iet caur N_1) mēs atrodam (sk. svītroto trijstūri):

$$(r_2 + \xi_2 m)^2 \leqslant r_1^2 . \cos^2\alpha + (r_1 + r_2)^2 - 2\,(r_1 + r_2)\, r_1 . \cos^2\alpha$$

(cos formula).

Atvietojot no (3) formulas:

$$r_1 = \frac{m\, z_1}{2}\,;\quad r_2 = \frac{m\, z_2}{2},\qquad \text{atrodam:}$$

$$m^2\left(\frac{z_2}{2}+\xi_2\right)^2 \leqslant m^2\cdot\frac{z_1^2\cdot\cos^2\alpha}{4}+m^2\cdot\frac{(z_1+z_2)^2}{4}-$$

$$-m^2\cdot\frac{z_1(z_1+z_1)}{2}\cdot\cos^2\alpha.$$

Atrisinot šo nolīdzinājumu lielumam z_2 (kas dod vienkāršāku izteiksmi), mēs atrodam noteikumu, lai mazā rata zobiem nebūtu apakšgriezuma:

$$z_2 \leqslant \frac{z_1^2\cdot\sin_2\alpha-4\xi_2^2}{2\,(2\xi_2-z_1\sin^2\alpha)} \quad\ldots\ldots\ldots\quad (34)$$

Ja mazais rats ir robežrats, tad šeit jāņem = zīme. Apzīmējot tad (kā turpmāk būs parasts) zobu skaitu ar z_{1rob} un nosaucot to par robežzobskaitu, atrodam:

$$z_{2\,max}=\frac{z_{1rob}^2\cdot\sin^2\alpha-4\xi_2^2}{2\,(2\xi_2-z_{1rob}\cdot\sin^2\alpha)}, \quad\ldots\ldots\quad (34a)$$

ja mazais (I) rats ir robežrats.

(34) noteikums rāda, ka II rata zobu skaitam z_2 jābūt mazākam (resp. jālīdzinas) par izteiksmes labās puses vērtību, lai neiestātos apakšgriezums I ratā. Ģeometriski tas viegli saprotams: jo mazāks ir z_2, jo stiprāk (ar vienādu ξ_2) izlocīta ir galvas aploce K_2 un jo vēlāk tā sasniegs punktu N_1.

(34a) formula rāda tālāk, ka līdz ar z_2 palielināšanos, palielinas arī $z_{1\,rob}$; tādēļ zobu stienis dod vislielāko $z_{1\,rob}$.

No (34a) formulas viegli atrast šo mazā (I) robežrata maksimalo zobu skaitu, ja otrais (lielais) zobrats ir zobu stienis ar $z_2=\infty$; tad no noteikuma $2\xi_2-z_{1\,rob}\cdot\sin^2\alpha=0$, atvietojot: ξ_2 ar ξ_{st} un $z_{1\,rob}$ ar z_{rob}, atrodam:

$$z_{rob}=\frac{2\xi_{st}}{\sin^2\alpha}. \quad\ldots\ldots\ldots\quad (35)$$

Kā turpmāk redzēsim, uz šīs formulas dibināta korrekturu teorija; tādēļ mēs to vēl bieži lietosim.

Skaidrs, ka pārmainot (34) un (34a) formulās indekus 1 ar 2 un otrādi, mēs atradīsim noteikumus, lai nerastos apakšgriezumi otrā (lielā) zobratā.

Pieņemsim, ka abiem ratiem zobi ir normali: $\xi_1=\xi_2=1$. Kā redzējām, tad apakšgriezums iestājas vispirms mazajā ratā. Robežgadijumu, kad nevienā ratā apakšgriezumu vēl nebūs, dabūsim, acīmredzot, ja (34a) formulā ievietosim $z_1=z_2$, t. i. ja abi rati ir vie-

nādi; tad atradīsim m i n i m a l o zobu skaitu, kad nekādu apakšgriezumu ne vienā, ne otrā ratā nebūs. Ievietojot (34a) formulā $\xi_2 = 1$ un $z_2 = z_1 = z_{min}$ un atrisinot, atrodam:

$$z_{min} = \frac{2(1 + \sqrt{1 + 3\sin^2\alpha})}{3\sin^2\alpha} \quad (\text{ar } z_1 = z_2 = z_{min}). \quad . \quad . \quad (36)$$

Ar $\alpha = 15°$ atrodam $z_{min} = 21$; ar $\alpha = 20° — z_{min} = 12$.

Ievietojot (34a) formulā dažādas citas z_{1rob} vērtības, atrodam atbilstošos m a k s i m a l o s p i e l a i ž a m o s z_{2max}:

$\alpha = 15°$				$\alpha = 20°$			
z_{1rob}	z_{2max}	$i = \frac{z_2}{z_1}$	ε	z_{1rob}	z_{2max}	$i = \frac{z_2}{z_1}$	ε
21	21	1	1,78	12	12	1	1,42
22	27	1,23	1,83	13	16	1,23	1,47
23	34	1,48	1,88	14	26	1,85	1,54
24	44	1,83	1,93	15	45	3,0	1,61
25	58	2,32	1,99	16	101	6,32	1,68
26	80	3,08	2,04	17	∞	∞	1,75
27	117	4,33	2,08				
28	195	6,97	2,14				
29	459	15,83	2,19				
30	∞	∞	2,23				

P i e z ī m e. Šeit ε aprēķināts pēc (25), resp. (26) formulas.

Var, saprotams, ievietot (34a) formulā arī mazākas par z_{min} vērtības un atrast korrespondējošos z_{2max}. Tikai tad z_{2max} iznāk m a z ā k s par z_1, un tādēļ o t r ā r a t ā būs noteikti apakšgriezumi. Šiem skaitļiem ir tādēļ vairāk teoretiska nozīme; mēs dabūjam:

Ar $\alpha = 15°$:

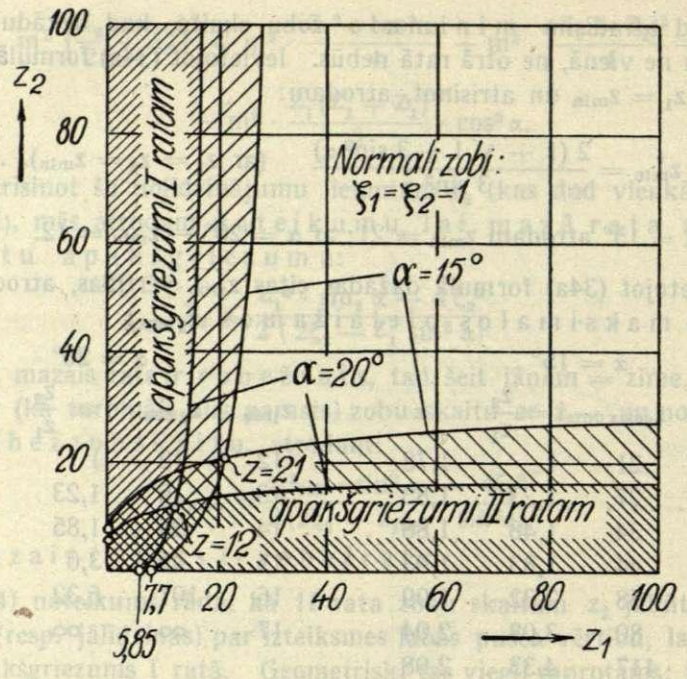
z_{1rob} 20 19 18 17 16 15 14 13 12 10 7,7;
$z_{2max} \cong$ 17 13,88 11,15 8,92 7,1 5,59 4,3 3,24 2,36 1,02 0.

Ar $\alpha = 20°$:

z_{1rob} = 11 10 8 5,85;
$z_{2max} \cong$ 7,12 4,63 1,64 0.

Rezultatus vislabāk attēlot grafiski, kā tas 619. zīm. parādīts. /// svītrotais laukums attēlo apstākļus, kad I rata zobi apakšā griezti.

\\\ svītrotais laukums attēlo apstākļus, kad II rata zobi apakšā griezti; attiecīgos skaitliskos datus iegūstam, pārmainot (34a) formulā indekus 1 ar 2 un otrādi.



619. zīm.

Var uzstādīt jautājumu arī citādi, proti — atrast pielaižamo pretrata galvas augstumu $k_2 = \xi_2 \cdot m$, resp. šī augstuma koeficientu ξ_2, lai I rata kāja nebūtu apakšā griezta. Pietiek atrisināt robežrata gadijumā (34a) nolīdzinājumu ξ_2 vērtībai, kas tad ir maksimali pielaižamā ξ_{2max}. Atrisinot atrodam:

$$\xi_{2max} = \tfrac{1}{2}\left[\sqrt{z_2^2{}_{max} + z_{1rob} \cdot \sin^2\alpha\,(2z_{2max} + z_{1rob})} - z_{2max}\right], \quad . \quad (37)$$

ja I rats ir robežrats,

un vispārīgi:

$$\xi_2 \leqslant \tfrac{1}{2}\left[\sqrt{z_2^2 + z_1 \cdot \sin^2\alpha\,(2z_2 + z_1)} - z_2\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37a)$$

Funkcija palielinas līdz ar z_1 un α pieaugumu, bet samazinas līdz ar z_2 pieaugumu (t. i. tad jāņem zemāki zobi!).

Analoģiskas formulas (mainot indekus 1 ar 2 un otrādi) atradīsim ξ_{1max} un ξ_1 noteikšanai.

Ja II rats ir zobstienis ar $z_2=\infty$, mēs atradīsim robežratam $\xi_{st\,max}$ no (35) formulas:

$$\xi_{st\max} = \frac{z_{rob} \cdot \sin^2 \alpha}{2} \text{ (robežratam) } \ldots\ldots \quad (38)$$

resp. vispārīgi:

$$\xi_{st} \leqslant \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (38a)$$

Dažas $\xi_{2\,max}$ skaitliskas vērtības ar $\alpha = 15°$ un $\xi_1 = 1$:

$z_2 = 60$	$z_1 = 12$	$\xi_{2\,max} = 0{,}45$	$\varepsilon \cong 1{,}29$;
„	$z_1 = 16$	„ $= 0{,}60$	„ $\cong 1{,}52$;
„	$z_1 = 20$	„ $= 0{,}77$	„ $\cong 1{,}74$.

Kā redzams, ε ir pietiekošs, kaut gan lielā rata zoba galvas ir saīsinātas.

$z_2 = \infty$ (zobstienis)	$z_1 = 12$	$\xi_{st\,max} = 0{,}40$	$\varepsilon \cong 1{,}29$;
„	$z_1 = 16$	„ $= 0{,}54$	„ $\cong 1{,}52$;
„	$z_1 = 20$	„ $= 0{,}67$	„ $\cong 1{,}74$.

ε vērtības ir tādas pat kā ar $z_2 = 60$, jo sazobes ceļš N_1K_1 abos gadijumos (ar $\xi_1 = 1$) ir vienāds.

Bez lielā zobrata galvas saīsināšanas mazā zobratā apakšgriezumi būtu katrā ziņā notikuši, un līdz ar to ε samazinātos daudz stiprākā mērā, eventuali pat līdz nepielaižamai vērtībai. Galvas saīsināšana tā tad ir līdzeklis novērst apakšgriezumus, kas t e o r e t i s k i praktizējams abiem ratiem līdz $(z_1 + z_2)_{min}$ robežai:

$$(z_1 + z_2)_{\min} \geqslant \frac{2\pi}{\operatorname{tg} \alpha},$$

kādu mēs devām ar (29) nolīdzinājumu 584. lpp.

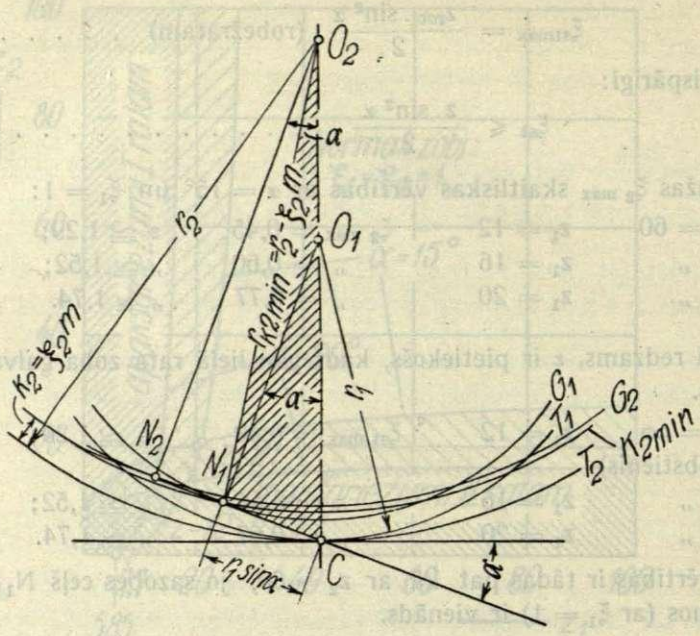
P r a k t i s k i mēs gan arvien prasam $\varepsilon > 1$, un tādēļ līdz teoretiskai robežai iet nevar.

Par citāda veida līdzekļiem novērst apakšgriezumus, kas vēl vairāk piemēroti maziem ratu zobskaitiem, runāsim turpmāk (sk. korrekturas).

I e k š ē j ā s a z o b e.

Apstākļus varam šeit izpētīt analoģiski ārējai sazobei. Rezultati, saprotams, būs drusku citādi, piemērojoties iekšējās sazobes īpatnībām.

Galvenā īpatnība, kas mūs šeit interesē (sk. 577. lpp.), ir tā, ka a p a k š g r i e z u m i vispārīgi v a r r a s t i e s t i k a i m a z ā r a t a k ā j ā, proti — ja lielā rata galvas aploce K_2 iet tuvāk centram, nekā atrodas punkts N_1 (sk. 620. zīm.). Minimali K_2 drīkst iet tikai caur N_1; tad mazais rats pārvēršas robežratā.



620. zīm.

Ģeometriskais noteikums, lai apakšgriezums nerastos robežgadījumam ($K_{2\,min}$ iet caur N_1), no svītrotā trijstūra (cos formula) ir šāds:

$$(r_2 - \xi_2 m)^2 \geqslant r_2^2 + r_1^2 . \sin^2 \alpha - 2 r_1 r_2 . \sin \alpha . \cos (90° - \alpha).$$

Atvietojot no (3) formulas:

$$r_1 = \frac{m z_1}{2}; \quad r_2 = \frac{m z_2}{2},$$

atrodam:

$$m^2 \left(\frac{z^2}{2} - \xi_2\right)^2 \geqslant m^2 \frac{z_2^2}{4} + m^2 . \frac{z_1^2 \sin^2 \alpha}{4} - m^2 . \frac{z_1 z_2}{2} . \sin^2 \alpha .$$

Atrisinot z_2 lielumam, atrodam noteikumu, lai mazā (I) rata zobiem nebūtu apakšgriezuma:

$$z_2 \geqslant \frac{z_1^2 . \sin^2 \alpha - 4 \xi_2^2}{2 (z_1 \sin^2 \alpha - 2 \xi_2)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39)$$

Piezīme. Šī formula ir analoģiska (34) formulai ārējai sazobei; tikai nav jāaizmirst, ka šeit mums ir $\geqslant$ zīme, bet tur bija $\leqslant$ zīme.

Ja I rats ir robežrats, tad jāņem = zīme; atvietojot tad z_1 ar $z_{1\,rob}$, mēs atrodam:

$$z_{2\,min} = \frac{z_1{}^2{}_{rob} \cdot \sin^2 \alpha - 4\,\xi_2{}^2}{2\,(z_{1\,rob} \cdot \sin^2 \alpha - 2\,\xi_2)}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39a)$$

ja mazais (I) rats ir robežrats.

Ģeometriski $\geqslant$ zīme (39) nolīdzinājumā viegli saprotama: jo lielāks ir z_2, jo vairāk galvas aploce K_2 tuvojas taisnei, un jo vēlāk (ar vienādu ξ_2) tā sasniegs punktu N_1 (ārējā sazobē bija otrādi). Tālāk, līdz ar z_2 palielināšanu $z_{1\,rob}$ paliek mazāks; arī šajā ziņā iekšējās sazobes apstākļi ir pretēji tiem, ko atradām ārējai sazobei (sk. 592. lpp.).

Ja $z_2 = \infty$, t. i. ja mums ir darīšana ar zobstieni, mēs no (39a) formulas iegūtu to pašu (35) formulu: $z_{rob} = \frac{2\,\xi_{st}}{\sin^2 \alpha}$, ko atradām ārējai sazobei — kā tas arī sagaidams.

Ja ar indekiem 2 vienmēr apzīmēsim lielā rata (ar iekšējiem zobiem) lielumus, tad apmainīt indekus 1 un 2 savstarpēji ar pretējiem šeit nevar; tam arī nebūtu nozīmes, jo, kā agrāk redzējām, apakšgriezumu lielā rata zoba kājā nekad nav.

Tālāk mēs tāpat kā ārējās sazobes gadijumā (593. lpp.) varam izpētīt, cik lieli zobu skaiti z_2 lielam ratam ir vajadzīgi, lai dabūtu dažādas mazā robežrata zobskaitu $z_{1\,rob}$ vērtības. Šeit tikai, atšķirībā no ārējās sazobes, $z_{2\,min}$ būs jo lielāks, jo mazāku mēs ņemam $z_{1\,rob}$: tad punkts N_1 pievirzas tuvāk punktam C, un tādēļ vajadzīgs lielāks $z_{2\,min}$, resp. mazāk izlocīta aploce $K_{2\,min}$.

Izpētīsim, kā ārējai sazobei, gadijumu ar normaliem galvu augstumiem: $\xi_1 = \xi_2 = 1$.

Tad (39a) formula būs:

$$z_{2\,min} = \frac{z_{1rob}{}^2 \cdot \sin^2 \alpha - 4}{2\,(z_{1rob} \cdot \sin^2 \alpha - 2)}.$$

Arī šeit mēs varam aplūkot robežgadijumu: $z_1 = z_2$ (gan tikai teoretiski, jo faktiski, saprotams, divi tādi rati var kustēties vienīgi kopā kā viens ķermenis). Tikai šeit, atšķirībā no ārējās sazobes, tas ir maksimalais mazā rata zobu skaits: $z_1 = z_2 = z_{max}$, ar kuru teoretiski (tikai!) vēl varētu dabūt apakšgriezumu mazā rata zoba kājā.

Ievietojot (39a) formulā $z_1 = z_2 = z_{max}$, atrodam:

$$z_{max} = \frac{2\,(1 + \cos \alpha)}{\sin^2 \alpha} \quad (\text{ar } z_1 = z_2 = z_{max}) \ldots \quad (40)$$

Ar $\alpha = 15°$ atrodam $z_{max} = 59$; ar $\alpha = 20°$ atrodam $z_{max} = 33$.

Ievietojot (39a) formulā dažādas citas $z_{1\,rob}$ vērtības, atrodam minimalos nepieciešamos $z_{2\,min}$:

$\alpha = 15°$				$\alpha = 20°$			
z_{1rob}	z_{2min}	$i = \frac{z_2}{z_1}$	ε	z_{1rob}	z_{2min}	$i = \frac{z_2}{z_1}$	ε
59	59	1	3,56	33	33	1	2,75
50	61	1,21		30	34	1,12	
45	65	1,44	2,91	28	35	1,23	
40	76	1,9		26	36	1,38	2,30
39	80	2,05		24	39	1,63	
38	85	2,23	2,62	22	46	2,08	
37	92	2,47		20	63	3,15	1,94
36	101	2,79		19	86	4,51	
35	113	3,23	2,48	18	160	8,89	
34	132	3,6		17	∞	∞	1,75
33	163	4,96	2,35				
32	224	7,0					
31	392	12,65					
30	∞	∞	2,23				

Rezultati grafiski attēloti 621. zīmējumā. Apakšgriezumi mazā ratā iestājas svītrotā laukuma rajonā.

Kā tabula un diagramma rāda, ar normalu zoba galvas augstumu $\xi_2 = 1$ lielajam ratam vajadzīgi samērā ļoti lieli zobu skaiti, lai apakšgriezumi neiestātos; uz to mēs 578. lpp. jau aizrādijām. Samērā bieži tādēļ vajadzēs lielā rata zobu galvas saīsināt.

Atrast maksimali pielaižamo $\xi_{2\,max}$, resp. $k_{2\,max} = \xi_{2\,max} \cdot m$, lai apakšgriezumu mazajā ratā nebūtu, varam analoģiski tam, kā to darijām ārējai sazobei, proti — atrisinot (39a) nolīdzinājumu ξ_2 lielumam un apzīmējot to ar $\xi_{2\,max}$. Dabūjam:

$$\xi_{2\,max} = \tfrac{1}{2}\,[z_{2min} - \sqrt{z_{2}^{2}{}_{min} - z_{1\,rob} \cdot \sin^2\alpha\,(2\,z_{2\,min} - z_{1\,rob})}], \quad (41)$$

ja I rats ir robežrats,

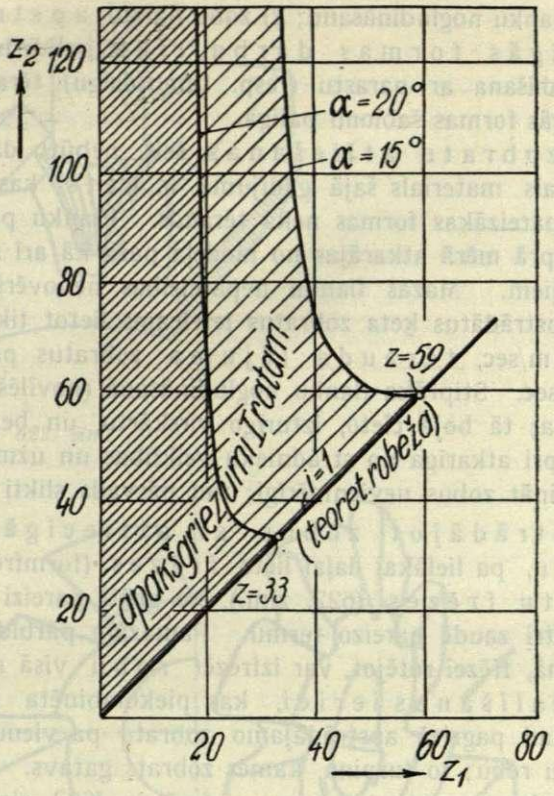
un vispārīgi:

$$\xi_2 \leqslant \tfrac{1}{2}\,[z_2 - \sqrt{z_2^2 - z_1 \cdot \sin^2\alpha\,(2\,z_2 - z_1)}] \quad . \quad . \quad . \quad (41a)$$

Funkcija palielinas līdz ar z_1 z_2 un α pieaugumu (ārējā sazobē z_2 palielināšana samazināja $\xi_{2\,max}$, sk. 594. lpp.).

Zobu izveidošanas paņēmieni.

Iekams mēs aplūkojam tālākus līdzekļus apakšgriezumu novēršanai, t. s. k o r r e k t u r a s, mums lietas labākās izpratnes labad nepieciešams iepriekš iepazīties īsumā ar zobu izveidošanas paņēmieniem.



621. zīm.

Šos paņēmienus varētu sadalīt divās lielās grupās, kas principiali atšķiras izveidošanas pamatos, proti: A) t. s. formpaņēmienos, un B) t. s. novelšanas jeb velšanās paņēmienos.

A. Formpaņēmieni.

Izgatavošana pēc formpaņēmiena sastādas no 3 procesiem, proti: a) zoba profila (galvenokārt flanku līkņu) noteikšanas grafiskā ceļā katram dotam gadijumam; b) modeļa vai darba rīka izgatavošanas, pamatojoties uz grafisko profila noteikšanu (zīmējumu); c) zobrata izveidošanas ar izgatavotā modeļa vai darba rīka palīdzību; vajadzības gadijumā, saprotams, jāņem palīgā nepieciešamie papildu rīki.

Pamats, kā redzams, šeit ir zoba profila formas grafiskā noteikšana; no šejienes arī radies paņēmiena nosaukums.

Izgatavot zobratu pēc formpaņēmiena var dažādi; šeit galvenās iespējas r: 1) zobrata atliešana ar izgatavotā modeļa palīdzību bez

vai ar rupju flanku nogludināšanu; 2) zobu flanku apstrādāšana ar attiecīgās formas darba rīka palīdzību; 3) zobu flanku apstrādāšana ar parastu (resp. tam līdzīgu) tērauda griezni, ņemot attiecīgās formas šablonu palīgā.

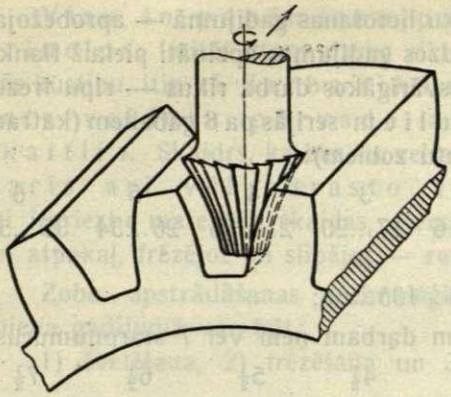
1) Pie zobratu atliešanas šeit nebūtu daudz ko piebilst. Parastais materials šajā gadījumā ir ķets, kas dod daudz gludākas un pareizākas formas nekā tērauds. Flanku pareizība šeit, saprotams, stiprā mērā atkarājas no modeļa paša kā arī no atliešanas darba apstākļiem. Mazas flanku nepareizības nenovēršamas; tādēļ lietus un neapstrādātus ķeta zobratus ieteicams lietot tikai līdz ātrumiem $u \cong 2$ m/sec, tērauda lējuma zobratus pat tikai līdz $u_{max} \cong 1{,}5$ m/sec. Stiprāka flanku nogludināšana (novīlēšana) nav sevišķi ieteicama; tā bojā cieto, izturīgo virskārtu, un bez tam darba precizitate stipri atkarīga no strādnieku veiklības un uzmanības. Var, piem., nogludināt zobus nevienmērīgi; tad pārvads slikti strādās.

2) Apstrādājot zobus ar attiecīgās formas darba rīku, pa lielākai daļai lieto frēzes (formfrēzēs). Retāk lieto pirkstu frēzes (622. zīm.), ko grūti pareizi noasināt un kas relativi ātri zaudē pareizo formu. Pamazām pārbīdot frēzi rata aksialā virzienā, frēzei rotējot, var izfrēzēt robu visā rata dziļumā. Ar specialu dalīšanas ierīci, kas piekombinēta katrai formfrēzmašinai, tad pagriež apstrādājamo zobratu pa vienu dalijumu t, un frēzē jaunu robu; to turpina, kamēr zobrats gatavs.

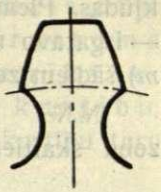
Ļoti izplatīta turpretim ir ripas frēze (623. zīm.), kuras rotacijas asi nostāda perpendikulari zobrata asij. Arī tā jāpārbīda zobrata aksialā virzienā, lai izveidotu visu robu. Tālāk vajadzīga dalīšanas ierīce apstrādājamā zobrata pagriešanai pa t, lai frēzētu nākošo robu.

Sastopamas arī slīpējamās mašinas ar formu ripām, kas strādā analoģiski; diezgan svarīgu trūkumu dēļ (piem., ripas ātri zaudē formu) tās gan reti lieto.

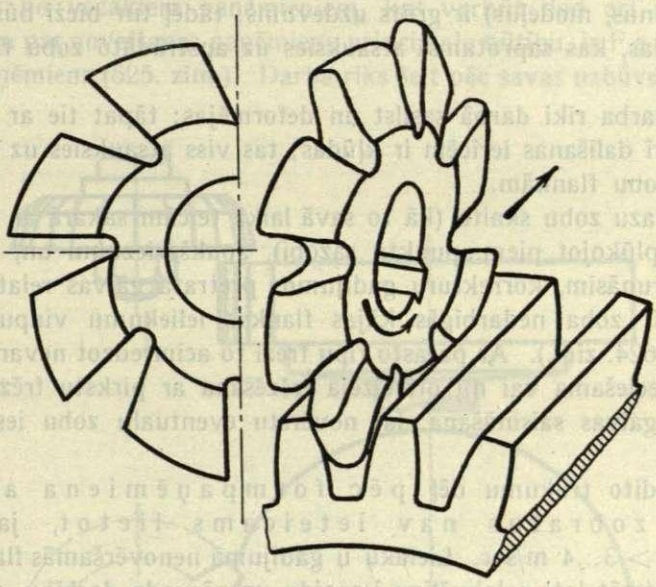
3) Apstrādājot zobus ar parastu (vai tam līdzīgu) tērauda griezni un šablonu, visbiežāk ēvelē zobus. Tērauda grieznis izdara ēvelmašīnām parasto turp un atpakaļ ejošo virzes kustību paralleli apstrādājamā zobrata asij, ēvelējot tādā veidā flankas. Bez tam pēc katra gājiena griezni līdz ar tā turētāju piespiež izdarīt zobrata asij perpendikularu kustību, ko regulē ar pēc zoba profila zīmējuma izgatavotu šablonu. Tādā veidā grieznis beidzot izēvelē robu, kas atbilst šablonam, resp. zīmējumam. Arī šeit dalīšanas ierīce vajadzīga, lai pareizi ieturētu vajadzīgo dalijumu t starp izēvelētiem robiem.



622. zīm.



624. zīm.



623. zīm.

Visiem šiem t. s. formpaņēmieniem piemīt vairāki svarīgi trūkumi, proti:

1) Katram zobu skaitam, katram modulam, tāpat mainot zobu galvenās dimensijas k, f, s, w, principiali jālieto citādi profilēts darba rīks, resp. šablons vai modelis. Skaidrs, ka tas par daudz sadārdzinātu produkciju, un

tādēļ — vismaz normalu darba rīku lietošanas gadijumā — aprobežojas ar mazāku rīku skaitu; tādēļ daudzos gadijumos apzināti pielaiž flanku kļūdas. Piem., formpaņēmienā vissvārīgākos darba rīkus — ripu frezes — izgatavo mazākiem moduliem serijās pa 8 gabaliem (katram m) šādiem zobu skaitiem (evolventu zobiem):

№№	1	2	3	4	5	6
zobu skaitiem	12...13	14...16	17...20	21...25	26...34	35...54
		7	8			
		55...134	135...∞;			

lielākiem moduliem un precizākam darbam ņem vēl 7 starpnumurus:

№№	1½	2½	3½	4½	5½	6½	7½
zobu skaitiem	13	15...16	19...20	23...25	30...34	42...54	81...134

2) Flanku izliektās formas dēļ pareizi izgatavot darba rīkus (arī šablonus, modeļus) ir grūts uzdevums; tādēļ tur bieži būs sastopamas kļūdas, kas saprotams, atsauksies uz apstrādāto zobu flanku pareizību.

3) Darba rīki darbā sasilst un deformējas; tāpat tie ar laiku nodilst. Arī dalīšanas ierīcēm ir kļūdas; tas viss atsauksies uz apstrādājamām zobu flankām.

4) Mazu zobu skaitu (kā to savā laikā teicām sakarā ar cikloidalo sazobi, aplūkojot, piem., punktu sazobi), apakšgriezumu un, kā turpmāk vēl runāsim, korrekturu gadijumos pretrata galvas relativais ceļš var prasīt zoba nedarbīgās kājas flankas ieliekumu viņpus radialā virziena (624. zīm.). Ar parasto ripu frezi to acīmredzot nevar izveidot. Šeit nepieciešama vai nu otrreizēja frēzēšana ar pirkstu frēzi, vai arī pretrata galvas saīsināšana, lai novērstu eventualu zobu iespīlēšanos pārvadā.

Aprādīto trūkumu dēļ pēc formpaņēmiena apstrādātos zobratus nav ieteicams lietot, ja aploces ātrums $u > 3...4$ m/sec. Lielāku u gadijumā nenovēršamās flanku kļūdas var atstāt ļoti nelabvēlīgu iespaidu uz pārvada darbību, radot paātrinājumus un ar tiem saistītu troksni, gaitas svārstības un vibraciju (lielāku ātrumu gadijumā kļūdas dažu simtdaļu mm robežās var jau izrādīties par liktenīgām).

B. Novelšanas paņēmieni.

Novelšanas (jeb velšanās) paņēmieni vismaz principiali novērš daudzus aprādītos formpaņēmienu trūkumus, kādēļ to nozīme pēdējā laikā, kur ātrskrejošos zobratu pārvadus technikā plaši lieto, arvien vairāk pieaug.

Visu šo paņēmienu pamatā guļ kinematisks princips: imitēt starp darba rīku un apstrādājamo zobratu velšanās kustību, itin kā darba rīks un apstrādājamais zobrats veidotu pārvadu ar noteiktu pārnesuma skaitli *i*. Skaidrs, ka bez šīs velšanās kustības darba rīks izdarīs arī vēl parasto apstrādāšanas kustību, lai izgrieztu materiala skaidas, piem., ēvelējot — virzes kustību turp un atpakaļ, frēzējot un slīpējot — rotacijas kustību.

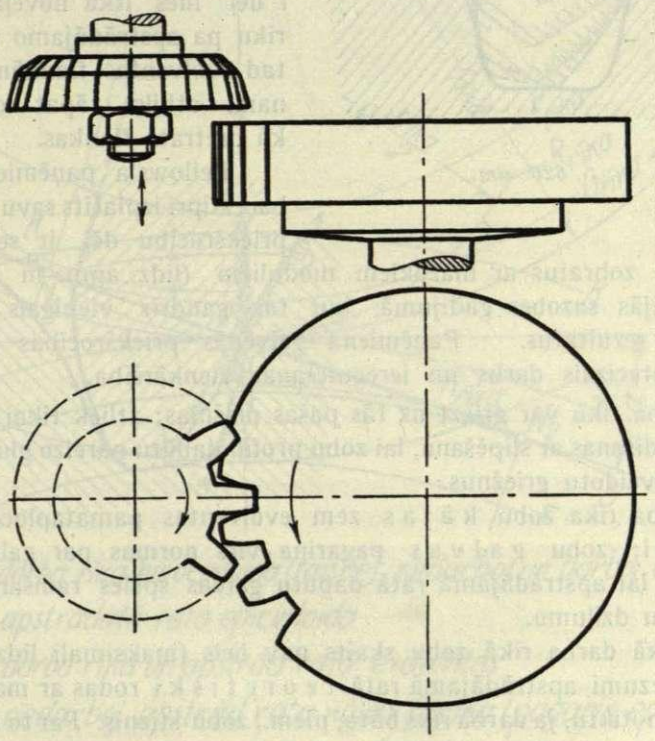
Zobu apstrādāšanas technoloģiskais process novelšanas paņēmiena gadijumā var būt:

1) ēvelēšana, 2) frēzēšana un 3) slīpēšana.

1) Zobu ēvelēšana pēc novelšanas paņēmiena.

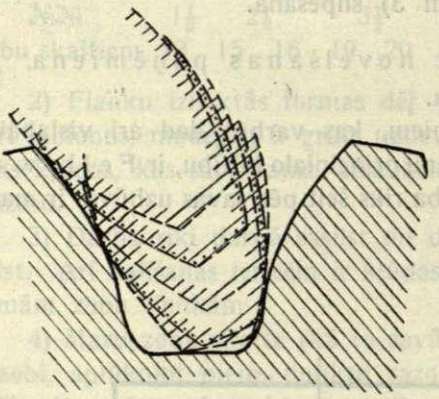
Aplūkosim vispirms ēvelēšanu.

Viens no vecākiem paņēmieniem, kas varbūt dod arī vislabāko priekšstatu par novelšanas paņēmienu principialo būtību, ir Fellows'a (1899) paņēmiens (625. zīm.). Darba rīks šeit pēc savas uzbūves ir mazs



625. zīm.

zobrats ar ⌀ = 3″...4″ un apm. 12...24 zobiem. Atšķirībā no normalā zobrata, zobu apakšējās šķautnes izveidotas kā griežņi, kas, darba rīkam aksiali virzoties uz leju, strādā kā parastais ēvelgrieznis (tādēļ darba rīka zobu flankas kā arī galvu un robu dibenu cirkularās virsmas izveidotas slīpi), izgriežot skaidas no apstrādājamā rata zobiem. Pēc katra ēvelēšanas gājiena kā darba rīku, tā arī apstrādājamo zobratu, kas abi piestiprināti pie savstarpēji sajūgtām vārpstām, piespiestā kārtā pagriež pa nelieliem leņķiem, kas pieskaņoti attiecībai $i = \frac{z_{rata}}{z_{darba\ rīka}}$. Darba rīks un zobrats tādēļ kinematiski it kā veido pārvadu; bez tam ēvelēšanas kustības dēļ darba rīka griežņi (zobi) pamazām izgriež pareizu robu apstrādājamā ratā (626. zīm.). Ja darba rīka zobu profili ir pareizas evolventas, tad arī apstrādājamā rata flankas būs tādas, jo abu ratu piespiestās rotacijas ar noteiktu i dēļ mēs itkā noveļam darba rīku pa apstrādājamo ratu. Bet tad evolventas flankām, kā zinam, atbilst tāpat evolventas kā pretrata flankas.



626. zīm.

Fellows'a paņēmiens patlaban stipri izplatīts savu praktisko priekšrocību dēļ, it sevišķi, apstrādājot zobratus ar mazākiem moduliem (līdz apm. m = 8), un arī iekšējās sazobes gadijumā, kur tas gandrīz vienīgais dod precizākus rezultatus. Paņēmiena galvenās priekšrocības ir samērā ātrais, precizais darbs un ieregulēšanas vienkāršība.

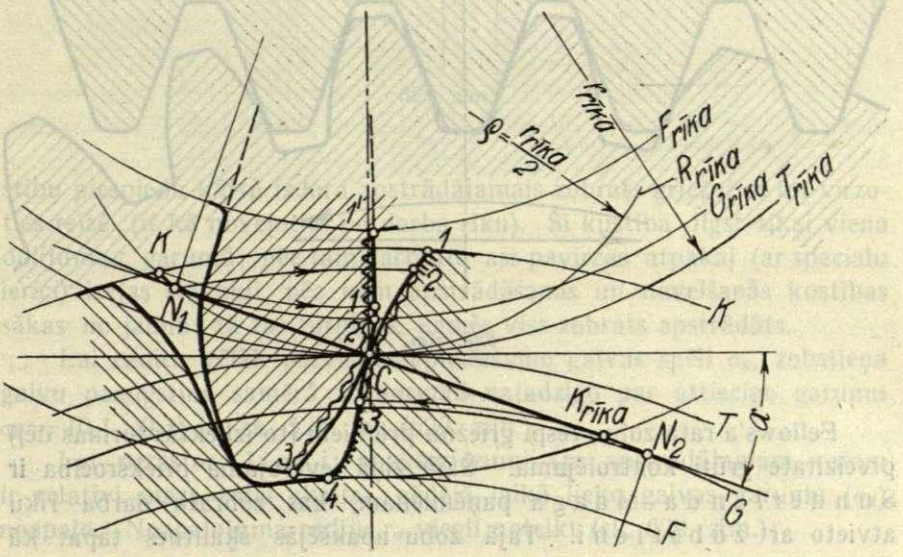
Darba rīku var griezt uz tās pašas mašinas; atliek tikai apstrādāt to pēc rūdīšanas ar slīpēšanu, lai zobu profili dabūtu pareizo gludo formu, un lai izveidotu griežņus.

Darba rīka zobu kājas zem evolventas pamataploces noslīpē radiali; zobu galvas pagarina virs normas par galvas spēles σ_k tiesu, lai apstrādājamā ratā dabūtu galvas spēles radīšanai pietiekošu robu dziļumu.

Tā kā darba rīkā zobu skaits nav liels (maksimali līdz 24), tad apakšgriezumi apstrādājamā ratā teoretiski rodas ar mazākiem z, nekā tas notiktu, ja darba rīks būtu, piem., zobu stienis. Par to mēs 592... 593. lpp. jau runājām (tur dotās tabulās minētie robežratu zobu skaiti

īsti gan neatbilst mūsu gadījumam, jo darba rīka galva pagarināta virs normas galvas spēles radīšanai; tādēļ robežratu zobu skaiti p r a k t i s k i maz atšķiras no skaitļiem, kas atbilst zobu stieņiem). No vienas puses tā būtu Fellows'a paņēmiena t e o r e t i s k ā priekšrocība. No otras puses tā p r a k t i s k i var izrādīties par trūkumu, ja apstrādāto zobratu vēlāk savieno pārvadā ar otru, kura z ir liels. Tas var prasīt pirmā zobrata kājas apakšgriezumu, ko Fellows'a rats nav izveidojis; tādēļ zobu iespīlēšanās šādā gadījumā viegli iespējama (vismaz teoretiski). Zobratu zobi pārvadā var iespīlēties arī nedarbīgo kāju flanku dažādās formas dēļ, ja viens rats izveidots pēc Fellows'a paņēmiena, bet otrs, piem.. ar zobu stieni. Kā vēlāk redzēsim, zobstieņa gadījumā šo flankas daļu izveido zoba noapaļotais galvas stūris; tādēļ flankas forma ir principā citāda nekā tā, ko izveido Fellows'a rats.

Tālāk jāievēro, ka lielāka z (izveidojamam ratam) gadījumā ne tikai Fellows'a rata zoba e v o l v e n t a s flanka veidos attiecīgo evolventas flanku apstrādājamā rata zobam, bet ka to pašu darīs arī Fellows'a

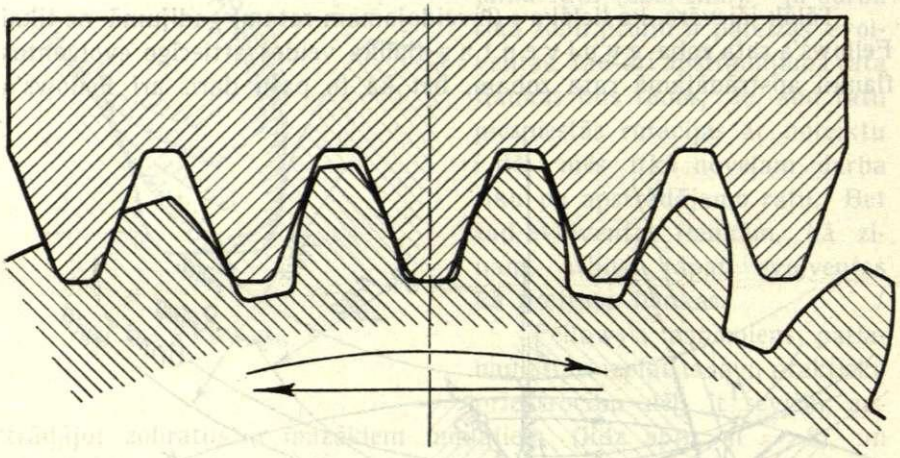


1'1 2 darba rīka hipocikloida (taisne), nedarboj. un darboj. daļas
1 2 apstrādātā rata epicikloida
2 3 darba rīka un apstrād rata evolventas
3 4 nedarboj. apstrād rata kājas flanka (pagarin. epicikloida)

627. zīm.

rata radialais kājas turpinājums, kas, kā zinam, ir hipocikloida ar $\rho = \frac{r}{2}$ (sk. 543. lpp.). Tai, kā zinam, atbilst epicikloidalā pretrata galva. Tā tad: ja zobu skaits apstrādājamā ratā ir lielāks, tad zoba galva sastādīsies no divām līknēm: pašā augšā būs epicikloida, bet zem tās evolventa (627. zīm.); tādēļ arī sazobes līnija sastādīsies attiecīgi no loka ar $\rho_{rika} = \frac{r_{rika}}{2}$ un taisnes.

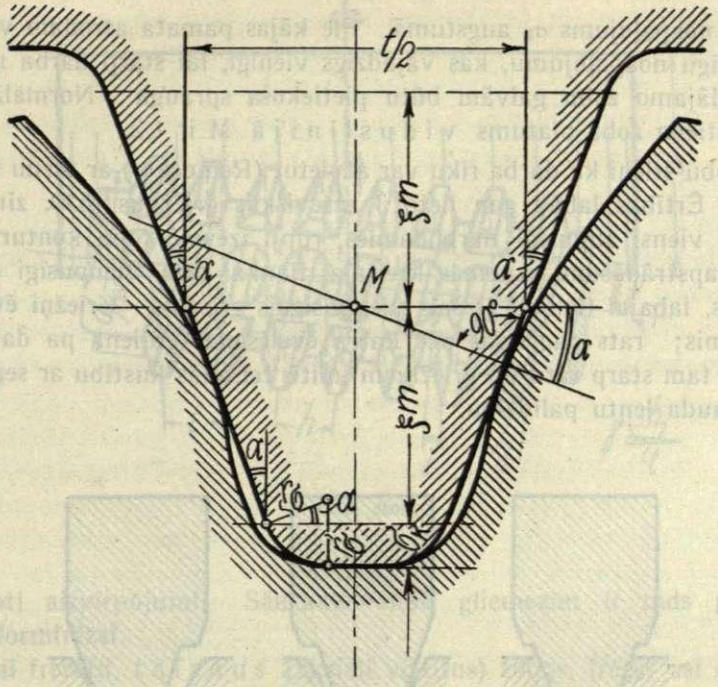
Skaidrs, ka tāds zobrats teoretiski nevar pareizi strādāt kopā ar citu zobratu, kam ir tikai taisna sazobes līnija. Tādēļ praksē vienmēr jācenšas sakombinēt pārvadā divus zobratus, kas izveidoti pēc viena paņēmiena, vislabāk pat ar vienu mašinu.



628. zīm.

Fellows'a rata zobu, resp. griežņu profiliem (to izliektās formas dēļ) precizitate grūti kontrolējama. Šajā ziņā ievērojama priekšrocība ir Sunderland'a-Maag'a paņēmienam, kas zobratu-darba rīku atvieto ar zobstieni. Tajā zobu apakšējās šķautnes tāpat kā Fellows'a ratā izveidotas kā griežņi, un tās ēvelē apstrādājamā zobrata robus. Kā zinam, evolventu zobstienim ir taisnas zobu flankas; tādēļ rīka zobu profili visvieglāk pareizi izveidojami un kontrolējami, un līdz ar to arī apstrādātā zobrata zobu flankas visvairāk tuvosies idealām evolventām.

Darba rīks-stienis (sk. 628. zīm.) šeit izdara tikai ēvelēšanas kustību (perpendikulari zīmējuma plaknei). Velšanās imitēšanas ku-



629. zīm.

stību piespiedu kārtā izdara apstrādājamais zobrats griežoties un virzoties reizē (it kā noveļoties pa darba rīku). Šī kustība ilgst tikai viena dalijuma t garumā; pēc tam darbrata ass pavirzas atpakaļ (ar specialu ierīci) izejas stāvoklī, pēc kam apstrādāšanas un novelšanās kustības sākas no jauna; tā tas turpinas, kamēr viss zobrats apstrādāts.

Lai radītu vēlāk pārvadā nepieciešamo galvas spēli σ_k, zobstieņa galvu paaugstina samērā ar normali vajadzīgo par attiecīgo garumu $\sigma_k = (0{,}1...0{,}3)$ m, sk. 525. lpp (629. zīm.).

Lai nerastos l i e k i apakšgriezumi (ja apstrādājamam ratam ir relativi mazs zobu skaits), pēdējā laikā lieko galvas garumu (σ_k) noapaļo. Noapaļojuma radiju r_σ viegli noteikt (sk. 629. zīm.):

$$r_\sigma - r_\sigma \sin \alpha = \sigma_k,$$

vai:

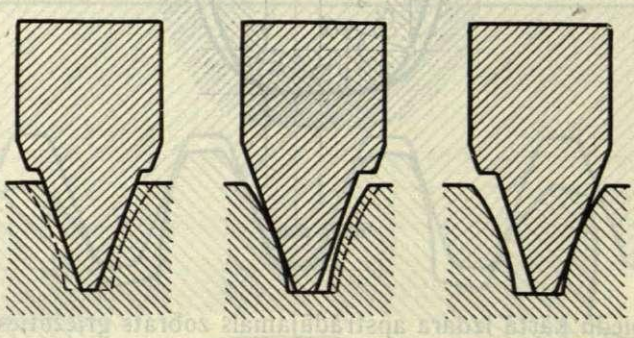
$$r_\sigma = \frac{\sigma_k}{1 - \sin \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (42)$$

Ja $\alpha = 15°$, tad $r_\sigma \cong 1{,}35\ \sigma_k$; ja $\alpha = 20°$, tad $r_\sigma \cong 1{,}52\ \sigma_k$.

Simmetrisku zobu izveidošanai stieņa zoba profila taisnās daļas garums būs $2\xi m$ (normaliem zobiem ar $\xi = 1$), kam pievienojas

galvas noapaļojums σ_k augstumā. Pie kājas pamata atrodam vēl otru nedarbīgu noapaļojumu, kas vajadzīgs vienīgi, lai starp darba rīku un apstrādājamo zobu galvām būtu pietiekoša sprauga. Normalā gadījumā stieņa zoba platums viduslīnijā M ir t/2.

Zobu stieni kā darba rīku var atvietot (Reinecker) ar vienu vienīgo zobu. Ērtības labad gan lieto 3 atsevišķus griežņus (630. zīm.), no kuriem viens, abpusīgi darbodamies, rupji izēvelē robu konturas, bet galīgo apstrādāšanu uzņemas kreisajai flankai otrs, vienpusīgi darbīgs grieznis, labajai flankai trešais vienpusīgais grieznis. Griežņi ēvelē kā zobstienis; rats pagriežas pēc katra ēvelēšanas gājiena pa dalijumu, un bez tam starp ratu un griežņiem imitē velšanās kustību ar segmenta un tērauda lentu palīdzību.

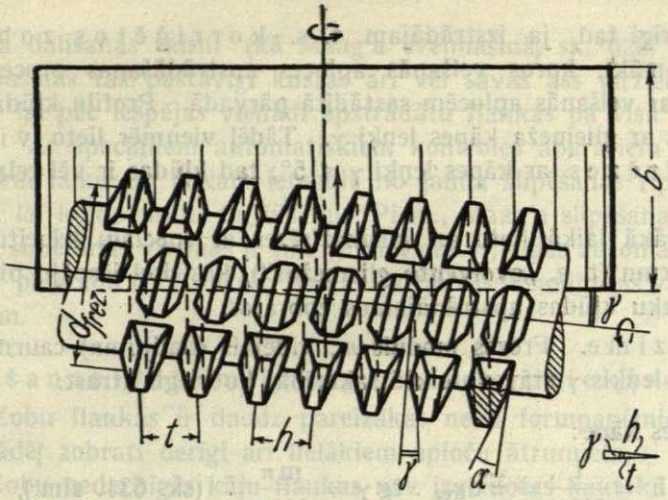


630. zīm.

2) Zobu frēzēšana pēc novelšanas paņēmiena.

Principiali būtu iespējams lietot darbam arī ripu frēzes; tomēr tehnisku grūtību dēļ to pagaidām nepraktizē. Ļoti parasts paņēmiens turpretim ir zobu izveidošana ar gliemežfrēzi (skrūves frēzi), kam (kā visiem frēzēšanas darbiem) piemīt tā priekšrocība, ka darba kustības ir nepārtrauktas. Šeit tā tad nemaz nav tukšgaitas kustību, kā, piem., ēvelēšanas paņēmienos; tādēļ darbs ir ražīgāks un ātrāks. (631. zīm.).

Gliemežfrēze pēc savas principialās uzbūves parasti ir skrūve ar trapezveida vītnes profilu — tādu pat, kāds ir attiecīgam zobstienim (t. i. ar malu slīpumu pret cilindra radiju $tg\alpha$). Lai to pārvērstu darba rīkā, vītnēs iegrieztas vairākas gareniskas rievas, kas dod asas griezējšķautnes. Bez tam tāpat kā ripas frēzē (sk. 623. zīm.), — lai frēze iespējami ilgāk kalpotu, paturot precizo profila formu —,



631. zīm.

izveidoti aizvirpojumi. Sānskats tādēļ gliemezim ir tāds pat kā ripas formfrēzei.

Lai frezētu t a i s n u s (aksiali virzītus) zobus, frēzes asi nostāda frēzes kāpes leņķī γ pret apstrādājamā rata transversalplakni (sk. 631. zīm.). Tad gliemeža vidējo skrūvju līniju tangentes apstrādāšanas vietās būs parallelas zobrata asij. Griežot frēzi, gliemeža vītne pārvietosies itin kā zobstieņa zobs pa taisnu līniju perpendikulari zobrata asij; katrs frēzes apgrieziens atbilst, acīmredzot, stieņa zoba pārbīdei pa vienu dalijumu *t*. Pietiek tādēļ (piespiestā kārtā) griezt apstrādājamo ratu atbilstošā veidā, t. i. pa to pašu dalijumu *t* (resp. ratu vienu reizi apkārt, kamēr frēze izdarijusi *z* apgriezienus; šeit *z* ir apstrādājamā rata zobu skaits), lai pilnīgi imitētu velšanās kustību.

Skaidrs, ka apstrādāt zobratu visā dziļumā *b* reizē frēze nevar. Tādēļ iesāk no vienas galējās transversalplaknes (piem., apakšējās) un, piedodot frēzei vēl lēnu virzes kustību zobrata ass virzienā (631. zīm. uz augšu), ar laiku pilnīgi izstrādā zobratu pa visu dziļumu *b*. Frēzes vietā var, saprotams, pārbīdīt zobratu aksiali uz leju.

Tā kā mums no skrūvju teorijas ir zinams, ka kāpes leņķis γ nav vienāds visiem skrūves profila punktiem, bet mainas līdz ar radiju, tad frēzes vītni var nostādīt pareizi tikai v i e n a m punktam (parasti vidējā, resp. dalijuma caurmēra gala punktam) bet visiem citiem tikai ar lielāku vai mazāku kļūdu. Tādēļ arī ar parasto gliemežfrēzi izgatavotās zobu flankas nebūs īsti pareizas, bet kļūdainas evolventas. Tas it se-

višķi svarīgi tad, ja izstrādājam t. s. korrigētos zobratus (sk. turpmāk), kuros velšanās aploces apstrādāšanas procesa laikā nesakrīt ar velšanās aplocēm sastādītā pārvadā. Profilu kļūdas samazinas līdz ar gliemeža kāpes leņķi γ. Tādēļ vienmēr lieto viengājiena frēzes ar kāpes leņķi $\gamma \leqslant 5°$; tad kļūdas ir vēl relativi niecīgas.

Jaunākā laikā lieto arī gliemežfrēzes ar specialu izlocītu profila flanku formu (t. s. „evolventu gliemežus"), kas dod iespēju pilnīgi novērst flanku kļūdas apstrādājamos zobratos.

Piezīme. Frēzes moduls m, vidējais (dalijuma) caurmērs d_{frez} un kāpes leņķis γ stāv noteiktā sakarībā, ko viegli atrast.

Frēzes kāpe:

$$h = \frac{t}{\cos\gamma} = \pi\, d_{frez} \,.\, \operatorname{tg}\gamma = \frac{m\pi}{\cos\gamma} \qquad \text{(sk. 631. zīm.)},$$

no kurienes:

$$d_{frez} \,.\, \sin\gamma = m\,.$$

3) Zobu slīpēšana pēc novelšanas paņēmiena.

Zobu slīpēšana pēdējā laikā ir palikusi par ļoti svarīgu tehnisku problemu, jo stipri slogotos ātrskrejošos pārvados tagad lieto daudz cementētu, pat rūdītu zobu, kurus apstrādāt ar tērauda griežņiem (lai iznīcinātu rūdīšanas kļūdas) vairs nav iespējams.

Piezīme. Termiski apstrādātā zoba izturība pret dilšanu ir eventuali 3...4 reiz lielāka par zobu no tādā veida neapstrādātā materiala; tādēļ tāda apstrādāšana ir sevišķi svarīga ātrskrejošiem neliela moduļa ratiem, kur katrs zobs ļoti bieži nonāk sazobē, piem., zobratiem ātrskrejošos iekšdegu dzinējos, automobiļos u. t. t. Pietiek pat apstrādāt tādā veidā tikai vienu (mazāko) zobratu, lai arī otrā (lielākā) izturība pret dilšanu vairākkārt palielinātos.

Slīpēšanai pēc formpaņēmiena, saprotams, piemīt tādi pat vai pat lielāki trūkumi kā, piem., frēzēšanai ar formfrēzēm. Slīpēšana pēc novelšanās principa turpretim uzmanīga darba gadījumā var dot ļoti pareizus rezultatus; piem., strādājot ar Maag'a slīpēšanas mašīnām, var rēķināties ar flanku kļūdām visaugstākais dažu mikronu vai pat mazākās robežās.

Slīpēšanas mašinu, kas darbojas pēc novelšanas paņēmiena, mūsu laikos ir diezgan daudz. Kopējais tām visām ir 1...2 slīpēšanas ripas ar plakanām slīpēšanas virsmām, ko nostāda sazobes leņķī, resp. zobstieņa flanku plaknēs, un kas ripu rotacijas dēļ izdara slīpēšanas darbu (632. zīm.). Apstrādājamo zobratu noveļ pa šā fiktivā

zobstieņa dalīšanas taisni (kā Maag'a ēvelmašinā, sk. 628. zīm.), un dažās mašinās tas pastāvīgi kustas arī vēl savas ass virzienā (piem., Maag'a), lai pēc iespējas vienādi apstrādātu flankas pa visu zoba dziļumu *b*. Ar specialiem automatiskiem kontroles aparatiem pastāvīgi (Maag) vai laiku pa laikam ieregulē no jauna slīpēšanas ripu virsmu stāvokli, lai kompensētu to dilšanu. Piem., Maag'a slīpēšanas mašinā, kur ripu slīpēšanas virsmas ir tikai 2 mm platas, ripas automatiski kontrolē un pārstāda ik 5...6 sec. laikā, ja tik tās ir nodilušas vairāk par 0,001 mm.

Novelšanas paņēmienu galvenās priekšrocības.

1) Zobu flankas ir daudz pareizākas nekā formpaņēmienu gadijumā; tādēļ zobrati derīgi arī lielākiem apločiem ātrumiem.

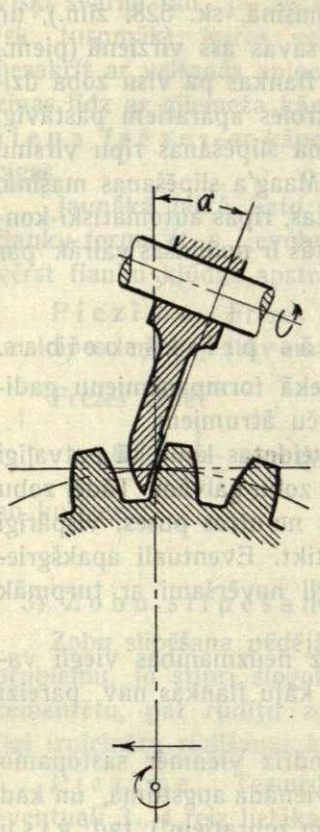
2) Zobu nedarbīgās kāju flankas nav izveidotas kaut kā patvaļīgi (piem., radiali), bet ir izgrieztas ar darba rīka zobu galvām. Tādēļ zobu kāju vājināšana būs minimali nepieciešamā; no otras puses, vispārīgi ņemot, zobu iespīlēšanās pārvādā nevar notikt. Eventuali apakšgriezumi, kas varētu stiprāk vājināt kāju, viegli novēršami ar turpmāk aplūkojamām korrekturām.

Formpaņēmienu gadijumā turpretim aiz neuzmanības viegli varētu radīt zobu iespīlēšanos, ja nedarbīgās kāju flankas nav pareizi izveidotas.

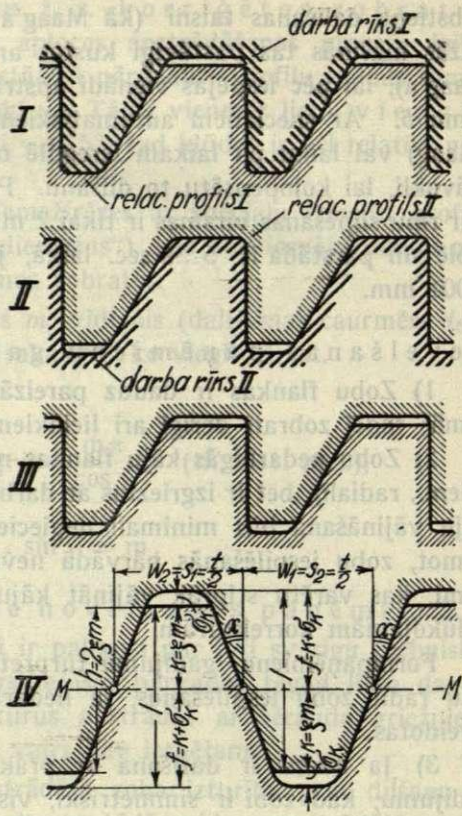
3) Ja mums ir darīšana ar praksē gandrīz vienmēr sastopamo gadijumu, kad zobi ir simmetriski, viscaur vienāda augstuma, un kad zobu un robu platumi ir vienādi (nepārbīdītiem zobratiem!), tad visu zobratu ar vienādu modulu *m* izveidošanai var lietot vienu un to pašu darba rīku. Tā tad atkrīt katra vajadzība pēc formfrēžu serijām, kas pie tam tomēr vēl dod pa lielākai daļai kļūdainas flankas. Pie tam šis darba rīks (gandrīz vienīgi lietojamās) evolventu sazobes gadijumā, kā redzējām, var būt relativi vieglāk izgatavojamais un kontrolējamais zobu stienis ar taisnām flankām, kas garantē izgatavojamo zobu praktiski vispareizākās evolventu flankas.

Zobstieni tādēļ tagad uzskata zinamā mērā par standartrīku, un kā tāds tas ir normēts.

Ka tiešām vajadzīgs tikai viens darba rīks katram modulam, kļūst skaidrs no agrāk teiktā. Kā redzējām (sk., piem., 571. lpp.), zoba flankas — evolventas forma atkarājas vienīgi no (šajā gadijumā apstrādājamā) rata pamataploces, bet ne no pretrata (šajā gadijumā darba rīka) pamataploces, sazobes leņķa, u. t. t. Pietiek tikai izdarīt pareizu novelšanas kus-



632. zīm.



633. zīm.

tību, lai ar to pašu darba rīku dabūtu ikkatra apstrādājamā rata pareizas zobu flankas.

Cikloidalās sazobes gadījumā šis likums, saprotams, paliek tas pats, tikai tas drusku citādi jāpamato: apstrādājamā rata zobu flankas atkarājas vienīgi no ritinamām aplocēm un no apstrādājamā rata velšanās aploces, bet nekādā ziņā ne no darbrīka velšanās aploces (resp. taisnes cikloidala zobstieņa - darbrīka gadijumā). Tā tad arī šeit pietiek ar vienu darba rīku, ja m un $\rho_1 = \rho_2$ visiem zobratiem ir vienādi.

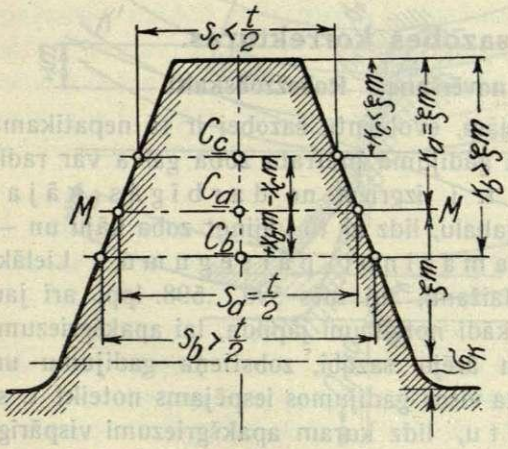
Zobu relacijas profils un profilaina.

Kā mēs nupat redzējām, novelšanas paņēmieni atļauj izveidot visus zobratus ar vienādu modulu un vienādām pārējām galvenām zobu dimensijām, lietojot vienu standartizētu darbrīku, par kādu pie-

ņemts uzskatīt zobu stieni. Tā tad arī izveidotiem zobratiem atbilstošo zobstieni, resp. zobratu ar $r=\infty$, varētu izveidot ar to pašu darba rīku. Šo zobstieni kā vienkāršāko iespējamo zobrata formu pieņem par visu ar to pašu darba rīku izveidoto zobratu priekšstāvi, jo visas zobu galvenās dimensijas šeit ir atrodamas. Šāda zobstieņa zobu profilu šī iemesla dēļ pieņemts saukt par relacijas profilu, un tajā dod visus galvenos zobu izmērus. Skaidrs, ka darba rīks — zobstienis (atskaitot tā kājas spēli) sakritīs ar relacijas profila robu (sk. 633. zīm. I).

Ja mēs vēlētos izveidot zobratu, kas ar kādu citu dotu zobratu sastrādātu kopā (piem., ar tādu, kura relacijas profils ir I), tad skaidrs, ka (atskaitot galvas un eventualo flanku spēli) šī otrā rata relacijas profilam II jāsakrīt ar pirmā relacijas profila robu. Abus tādā veidā savienotos korrespondējošos relacijas profilus sauc par pārvada profilainu (sk. 633. zīm. III). Otrā zobrata, resp. otrā relacijas profila II izveidošanai zobstienis-darba rīks II jāņem, acīmredzot, tāds pats kā relacijas profils I (atskaitot galvas paaugstinājumu, kas vajadzīgs galvas spēles radīšanai, sk. 633. zīm. II).

Praksē, kā jau vairākkārt aizrādīts, pa lielākai daļai lieto simmetriskus zobus ar vienādu galvu augstumu $k_1 = k_2 = \xi_1 m = \xi_2 m$, pie kam normali $\xi_1 = \xi_2 = 1$ (resp. diezgan bieži arī $\xi_1 = \xi_2 = 0{,}8$). Ja nu vēl, kā tas praksē parasts, normali izveidotiem (bez t. s. korrekturas) zobiem ņemam vienādus zoba un roba platumus uz dalijuma aploces ($s = w$), tad mēs, acīmredzot, dabūjam profilainu, kas sastāv no diviem absoluti vienādiem profiliem; tādā gadijumā pietiek ar vienu vienīgo darba rīku-zobstieni (abi darba rīki ir kongruenti) visu zobratu izveidošanai.



634. zīm.

633. zīm. IV parādīta tāda profilaina evolventu zobratiem. Apzīmējumi galvenām dimensijām tur ir tādi pat, kā mēs tos agrāk 523....526. lpp. lietojām.

Par dalijuma taisni pieņemta profilainas viduslīnija MM, kas to sadala divās kongruentās daļās. Bez tam profilainā atzīmēts vēl t. s.

kopējais zobu augstums $h = 2\xi m$ (t. i. abu galvu augstumu summa). Par normali lietojamiem α, ξ, σ_k u. t. t. mēs jau runājām savā vietā 523....526. un 562. lpp.

Normali veidotos un pārvadā samontētos zobratos relacijas profila viduslīnija MM (kas, kā redzējām, ir arī dalijuma taisne) sakritīs ar velšanās taisni (t. i. punkts C atradīsies uz MM, sk. C_a, 634. zīm.). Bet t. s. korrigētos zobratos, kā redzēsim, lieta ir citāda. Velšanās taisne līdz ar C var atrasties tuvāk relacijas profila (bezgalīgi atstatam) centram O_∞ (skicē zemāk par MM, punkts C_b), vai arī tālāk (skicē augstāk par MM, punkts C_c). Ja mēs uzskatam punktus C visos gadijumos par velšanās punktiem izveidošanas (pēc novelšanas paņēmiena) stadijās, un uzskatam taisnes caur šiem punktiem (kā tas pieņemts) bez tam arī par dalijuma taisnēm, tad, kā redzams, zobu galvenās dimensijas s un k būs jau citādas. Ja C atrodas zem MM (punkts C_b), tad atstatumu starp C_b un MM — t. s. profila pārbīdi — uzskata par pozitivu un vispārīgi izteic kā modula funkciju ar koeficientu x: $+x_b \cdot m$. Tad, kā redzams, zoba platums $s_b > \frac{t}{2}$ un galvas augstums $k_b > \xi \cdot m$ (normalā gadijumā $k_a = \xi \cdot m$). Ja C_c atrodas virs MM, tad profila pārbīdi uzskata par negativu: $-x_c \cdot m$. Šeit zoba platums $s_c < \frac{t}{2}$ un galvas augstums $k_c < \xi m$. Skaidrs, ka zobu kājas abos pārbīdes gadijumos paliek zemākas vai augstākas par tikpat daudz, par cik paaugstinas, resp. pazeminas galvas, jo visa zoba augstums nemainas.

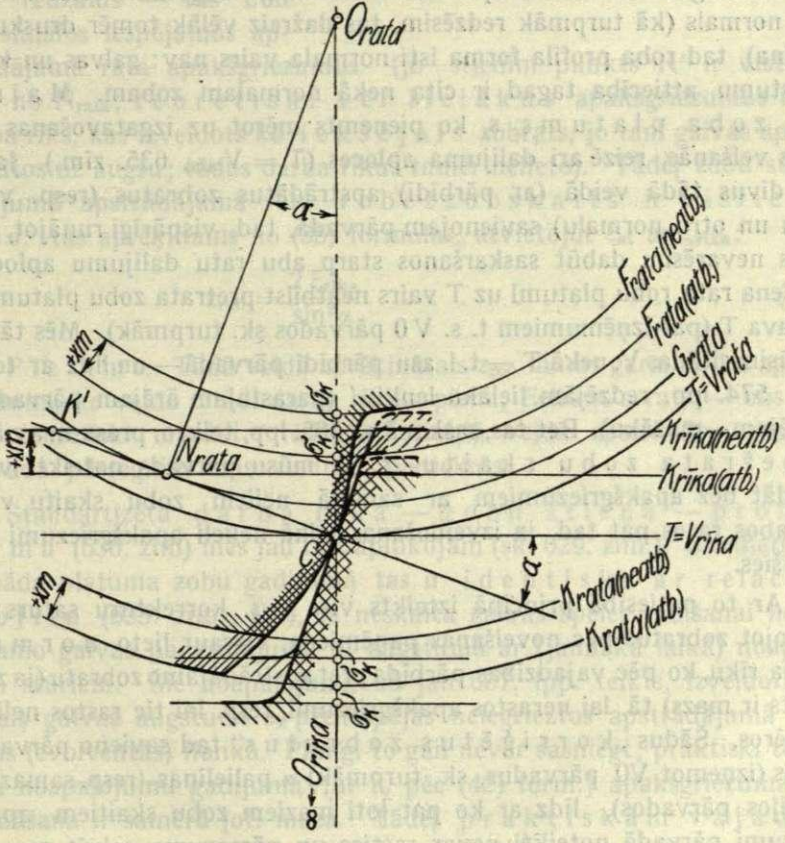
Evolventu sazobes korrekturas.

Apakšgriezumu novēršana. Robežzobskaiti.

Kā mēs vairākkārt runājām, evolventu sazobei ir tā nepatīkamā īpašība, ka maza zobu skaita gadijumā pretrata zoba galva var radīt t. s. apakšgriezumu, t. i. izgriezt no darbīgās kājas flankas (evolventas) zinamu gabalu, līdz ar to vājinot zoba kāju un — kas ir sevišķi svarīgs — samazinot pārsegumu. Lielāki apakšgriezumi tādēļ nav pielaižami, un mēs 590....598. lpp. arī jau mēģinājām analitiski izpētīt, kādi noteikumi jāpilda, lai apakšgriezumi nerastos. Mēs tur izpētijām ārējo sazobi, zobstieņa gadijumu un iekšējo sazobi un redzējām, ka visos gadijumos iespējams noteikt t. s. robežrata zobu skaitu, līdz kuram apakšgriezumi vispārīgi iestājas; tas bija atkarīgs no pretrata zobu skaita [sk. (34a), (35) un

(39a) formulu]. Varējām arī darīt citādi, proti — noteikt pielaižamo pretrata galvas augstumu $\xi_{2\,max}$ tā, lai ar doto robežrata zobu skaitu nebūtu apakšgriezumu [sk. (37), (38) un (41) formulu].

Izveidojot zobratus pēc novelšanas paņēmiena, pretrata lomu uzņemas, acīmredzot, darba rīks; tādēļ mums šeit tāpat jāsastopas ar apakšgriezumu parādībām, ja izveidojamā rata zobu skaits ir mazs, — kas tehnikā diezgan bieži ir nepieciešams. Novērst apakšgriezumus zobratu izveidošanas laikā varētu principiali ar to pašu līdzekli, par kuru runājām agrāk, aplūkojot noteikumus, proti — s a ī s i n o t d a r b a r ī k a g a l v u. Praksē tas tomēr nebūtu ērti, jo tad vajadzētu individuali izgatavotus darba rīkus ar nenormaliem galvu augstumiem. Otrkārt, tad arī apstrādājamā rata zobi būtu īsāki nekā normalie; līdz ar to, iebūvējot ratu pārvadā, vajadzētu arī pretrata zobus ņemt attiecīgi īsākus, un tas v a r ē t u dot par daudz mazu pārsegumu.

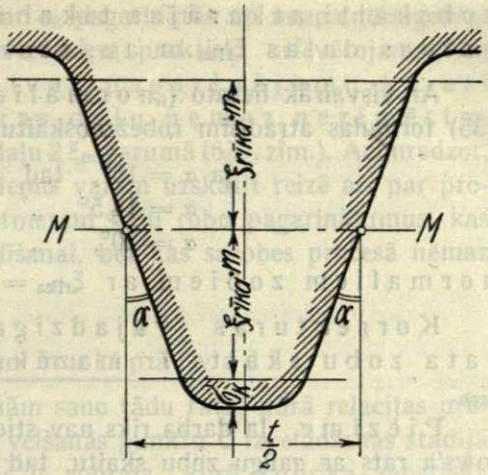


635. zīm.

Bet ir vēl otrs līdzeklis novērst apakšgriezumus, atstājot pie tam normalu standarta darba rīku — zobu stieni [resp. arī citādu normalu darba rīku; tad tikai jāievēro, ka apstākļi ir drusku komplicētāki visos gadijumos, kur darba rīka — piem., Fellows'a rata — velšanās aploce nav ∞ liela, jo tad α mainas]. Proti — atstājot velšanās punktu C izveidošanas laikā nemainītu, darba rīks jāatbīda tik tālu nost no apstrādājamā rata, lai tā galvas taisne ietu caur vai pat zemāk par apstrādājamam ratam atbilstošo punktu N_{rata} (sk. 635. zīm.). Tad apakšgriezumi, kā zinam, novērsti; bez tam apstrādājamā rata zobu augstums varēs, vispārīgi ņemot, palikt normals, kā tas redzams no skices: pielaižot pēc stieņa pārbīdes tikpat lielu galvas spēli σ_k kā iepriekš, rata zoba galva pagarinas par tikpat daudz, par cik kāja saīsinas, proti — par pārbīdes vērtību, ko analoģiski 614. lpp. apzīmēsim ar $+x.m$ (t. i. kā modula funkciju).

Kaut gan tādā veidā apstrādātā rata zoba augstums bieži var palikt normals (kā turpmāk redzēsim, tas dažreiz vēlāk tomēr drusku jāsaīsina), tad roba profila forma īsti normala vairs nav: galvas un kājas augstumu attiecība tagad ir cita nekā normalam zobam. Mainas arī zoba platums s, ko pieņemts mērot uz izgatavošanas stadijas velšanās, reizē arī dalijuma aploces ($T = V_{rata}$, 635. zīm.). Ja tādēļ divus tādā veidā (ar pārbīdi) apstrādātus zobratus (resp. vienu tādu un otru normalu) savienojam pārvadā, tad, vispārīgi runājot, mēs vairs nevarēsim dabūt saskaršanos starp abu ratu dalijumu aplocēm, jo viena rata robu platumi uz T vairs neatbilst pretrata zobu platumiem uz sava T (par izņēmumiem t. s. V 0 pārvados sk. turpmāk). Mēs tā tad dabūsim citādas V, nekā T — t. i. asu pārbīdi pārvadā — un līdz ar to, kā 571...574. lpp. redzējām, lielāku leņķi α' (parastajam ārējam pārvadam; iekšējam — mazāku). Bet tas, saskaņā ar 565. lpp. teikto, prasa mazāku robežrata zobu skaitu, t. i.: mūsu pārvads noteikti varēs strādāt bez apakšgriezumiem ar samērā nelielu zobu skaitu vienā vai abos ratos pat tad, ja izveidošanas laikā nelieli apakšgriezumi bija radušies.

Ar to patiesībā principā izteikts viss t. s. korrekturu saturs: izveidojot zobratus pēc novelšanas paņēmiena, viscaur lieto normalu darba rīku, ko pēc vajadzības pārbīda pret apstrādājamo zobratu (ja zobu skaits ir mazs) tā, lai nerastos apakšgriezumi, resp. lai tie rastos nelielos apmēros. Šādus „korrigētus zobratus" tad savieno pārvados, kuros (izņemot V0 pārvadus, sk. turpmāk) α palielinas (resp. samazinas iekšējos pārvados), līdz ar ko pat ļoti maziem zobu skaitiem apakšgriezumi pārvadā noteikti nevar rasties un pārsegums nekrīt zem ne-



636. zīm.

pieciešamā minimuma (sk. arī 584. lpp. par α iespaidu uz ε_{rob} teikto).

Par darba rīku, kuram aprēķina robežrata zobu skaitus un apakšgriezumus, pieņemts zobstienis, ko (kā 611. lpp. teicām), tagad uzskata zinamā mērā par standartrīku un kura izmēri normēti. Par tā priekšrocībām mēs toreiz jau runājām. Apakšgriezuma ziņā — kā no 635. zīm. redzams — tas dod maksimalos iespējamos apstrādājamā rata apakšgriezumus (jo stienim punkts K′ ir vistālāk nost no N_{rata}; teoretiski vēl lielākus apakšgriezumus dotu darba rīks, kas izveidots kā iekšējais zobrats, jo tam galvas aploce izlocītos uz augšu; tādus darba rīkus tomēr nelieto). Tādēļ zobu stieņa gadijumā apstrādājamā rata robežzobskaits ir vislielākais; tas aprēķinams no (35) formulas, atvietojot ξ_{st} ar $\xi_{rīka}$:

$$z_{rob} = \frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2\alpha} \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (35a)$$

Piezīme. Tādā veidā aprēķinātais z_{rob} mums garantē, ka apakšgriezumi, ko veido citādi darba rīki — piem., Fellows'a rats — būs vismaz teoretiski mazāki; tādēļ arī citādā veidā apstrādātu zobratu pārvada pārsegums būs vienmēr pietiekošs.

Standartizētā darba rīka — zobu stieņa — profila formu (636. zīm) mēs jau reiz aplūkojām (sk. 629. zīm.). Simmetrisku vienāda platuma zobu gadijumā tas ir identisks ar relacijas profilu (633. zīm., IV.), ja neskaita galvas spēles radīšanai nepieciešamo galvas pagarinājumu σ_k augstumā ar (jaunākā laikā) noapaļotiem stūriem. Šie noapaļojumi, kā jau 607. lpp. teikts, izveidoti, lai liekais galvas augstums σ_k pēc iespējas neiegrieztos apstrādājamā rata kājas (evolventas) flankā. Pilnīgi to gan nevar sasniegt; praktiski tomēr labu noapaļojumu gadijumā [ar r_σ pēc (42) form.] apakšgriezuma palielināšana ir samērā ļoti maza. Tādēļ praktiskām vajadzībām var pieņemt, ka apakšgriezumi un robež-

zobskaiti atkarājas tikai no darba rīka taisnās galvas daļas $\xi_{rīka}$.m augstuma.

Ar visvairāk lietoto („normaliem" zobiem) $\xi_{rīka} = 1$ mēs no (35) formulas atradīsim robežzobskaitus (skat. arī tabulas 593. lpp.):

ja $\alpha = 15°$, tad $z_{rob} = 30$;
„ $\alpha = 14{,}5°$, „ $z_{rob} = 32$;
$\alpha = 20°$, „ $z_{rob} = 17$

normaliem zobiem ar $\xi_{rīka} = 1$.

Korrekturas vajadzīgas, ja apstrādājamā rata zobu skaits ir mazāks par šeit uzrādītiem z_{rob}.

Piezīme. Ja darba rīks nav stienis ar $z_{st} = \infty$, bet, piem., Fellows'a rats ar galīgu zobu skaitu, tad — kā tabulas 593. lpp., (34a) formula (kurā tikai z_2 vietā jāievieto $z_{rīka}$) un 635. zīm. rāda — apakšgriezumi teoretiski iestāsies vēlāk, resp. mazākam robežzobskaitam. Piem., ja $\alpha = 15°$ un $z_{rīka} = 21$, mēs dabūtu ar $\xi_{rīka} = 1$ $z_{rob} = 21$; ja $\alpha = 20°$ un $z_{rīka} = 12$, mēs dabūtu $z_{rob} = 12$. Praktiski to tomēr korrekturās neievēro, jo galvas spēles σ_k radīšanai Fellows'a ratam zobu galvas jāpagarina. Galvu noapaļojumi — ja tādus vispārīgi lieto — šeit nav izveidoti kā zobstienim visa σ_k augstumā. Tādēļ apakšgriezumi un robežzobskaiti iznāk lielāki nekā augšā minētie skaitļi (jāņem $\xi_{rīka} \cong 1 + \sigma_k$) un tuvojas robežzobskaitiem zobstieņa gadijumā. Tas praktiski atļauj rēķināt visos gadijumos ar robežzobskaitiem, kas atbilst darba rīkam — zobstienim.

Praktiski bieži pielaiž nelielus apakšgriezumus apstrādājamos ratos, jo tie (vēlākās α palielināšanās dēļ pārvados) parasti nerada sarežģijumus eventualās iespīlēšanās, tāpat ε samazināšanās un zoba kājas vājināšanas ziņā.

Robežzobskaitus tādēļ formulās bieži samazina līdz t. s. praktiskiem robežzobskaitiem z'_{rob}, ko pieņem apm. 5/6 z_{rob}. Dabūjam tādēļ:

ja $\alpha = 15°$, tad: $z'_{rob} \cong 5/6\ z_{rob} = 25$;
„ $\alpha = 20°$, „ $z'_{rob} \cong 5/6\ z_{rob} = 14$

normaliem zobiem ar $\xi_{rīka} = 1$.

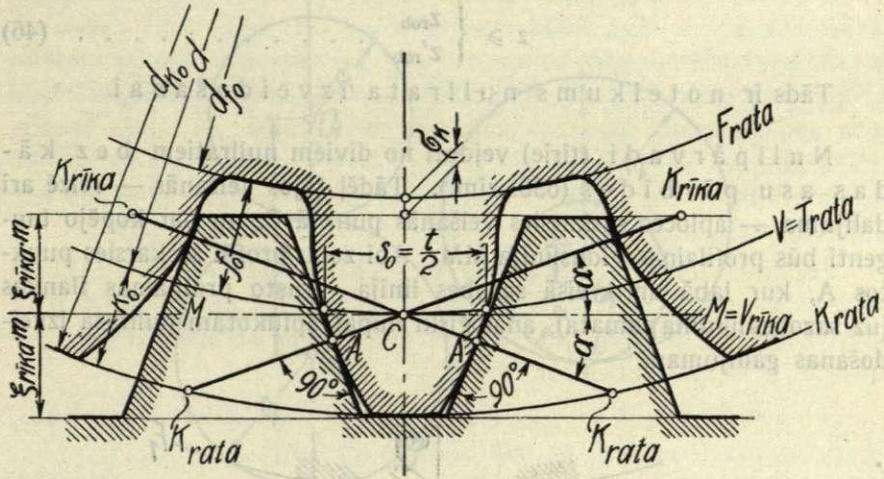
Korrigētie un nekorrigētie zobrati un pārvadi.

Tālāk aplūkosim īsumā dažāda veida zobratus un no tiem sastādītos pārvadus, ko var izveidot ar normalizētu simmetrisku zobstieni, kuram zoba platums uz viduslīnijas MM ir $s = t/2$ (sk. 629. un 636. zīm.).

Kā mēs 617. lpp. teicām, par σ_k pagarinātās un noapaļotās galvas iespaids uz eventualiem apakšgriezumiem praktiski neievērojams; tādēļ turpmāk stieņa galvas pagarinājumu kā arī noapaļoto kājas flankas daļu nemaz nezīmēsim, bet tikai zobstieņa vidējo taisno daļu $2\,\xi_m$ garumā (637. zīm.). Acīmredzot, divus tādus kopā saliktus zobstieņus varam uzskatīt reizē arī par profilainu (613. lpp.), ja arī tajā atmetam kāju robu pagarinājumus, kas vajadzīgi tikai galvas spēles radīšanai, bet kas sazobes procesā nemaz nepiedalas.

Nullrati un nullpārvadi.

Par nullratu pēc DIN normām sauc tādu ratu, kurā relacijas profila viduslīnija MM iet caur rata velšanās punktu C izveidošanas stadijā (637. zīm.). Citādi runājot, tas ir zobrats, kurā darbrīka-zobstieņa



637. zīm.

viduslīnija MM izveidošanas laikā ir arī zobstieņa velšanās taisne, pa kuru novēlās apstrādājamā rata velšanās, reizē arī dalijuma aploce. Vēl vienkāršāk to varētu izteikt, ka izveidošanas laikā zobstienis nav pārbīdīts ($x.m = 0$).

637. zīm. parādīts tāds (ārējs) nullrats ar zobu stieni izveidošanas stadijā. Kā redzams, izveidojamā nullrata galvas augstums ir:

$$k_0 = \xi_{rīka}.m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (43)$$

un kājas augstums:

$$f_o = \xi_{rīka} \cdot m + \sigma_k \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

Tādēļ galvas aploces caurmērs nullratam ir:

$$d_{ko} = d \pm 2 \cdot \xi_{rīka} \cdot m \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (45)$$

(šeit, kā viegli saprast, — zīme attiecas uz i e k š ē j o ratu.

Zoba platums uz dalijuma aploces ir:

$$s_o = \frac{t}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (45a)$$

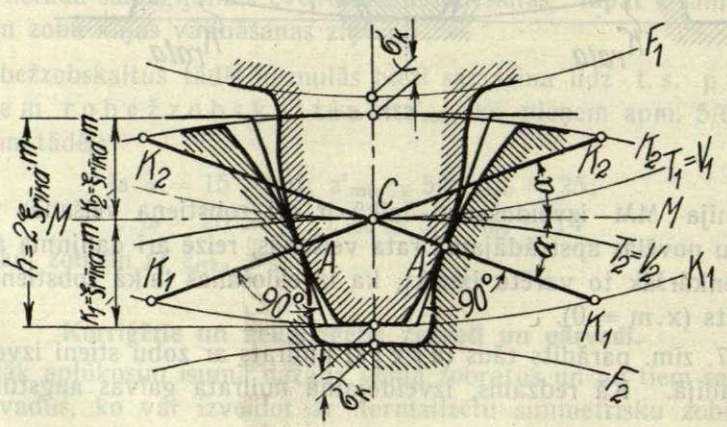
Skicē parādītas arī sazobes līnijas abām flankām (tās ir perpendikularas zobstieņa flankām). Skaidrs, ka galvenā sazobes likuma dēļ skicē stieņa un rata flankas saskaras punktos A, kur sazobes līnijas krusto stieņa flankas.

Apakšgriezumu dēļ praktiski nullratu var izveidot tikai tad, ja apstrādājamā rata zobu skaits z ir lielāks par robežzobskaitu z_{rob}, resp. z'_{rob}, ja mēs pielaižam mazu apakšgriezumu:

$$z \geqslant \begin{cases} z_{rob} \\ z'_{rob} \end{cases} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

Tāds ir n o t e i k u m s n u l l r a t a i z v e i d o š a n a i.

N u l l p ā r v a d i (tīrie) veidoti no diviem nullratiem b e z k ā d a s a s u p ā r b ī d e s (638. zīm.). Tādēļ tajos velšanās — reizē arī dalijuma — aploces saskarsies velšanās punktā C, un par kopējo tangenti būs profilainas viduslīnija MM. Abi zobu profili saskarsies punktos A, kur labā un kreisā sazobes līnija krusto profilainas flankas (uz sazobes likuma pamata), analoģiski nupat aplūkotam nullrata izveidošanas gadījumam.



638. zīm.

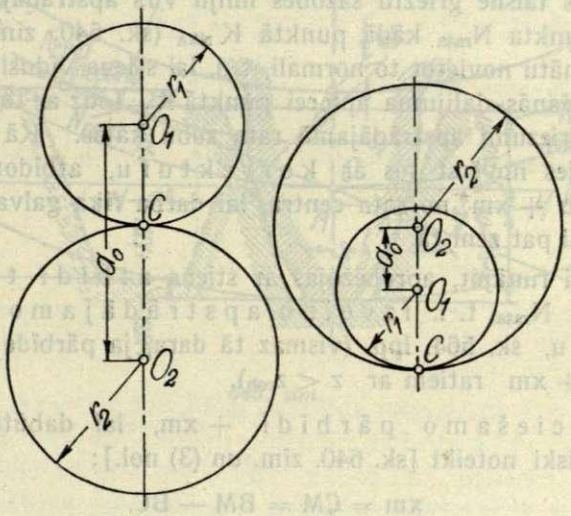
Visi rati tādos nullpārvados (ar vienādiem zobu platumiem $s_1 = s_2$ uz dalījumu aplocēm) veido, acīmredzot, komplektu un tādēļ no techniskā un saimnieciskā viedokļa vēlams, kur vien iespējams, tos lietot. Ja nevēlamies apakšgriezumus — vai vismaz lielākus apakšgriezumus, tad no (46) formulas viegli atrast noteikumus nullpārvada (tīrā) izveidošanai:

$$z_1 \geqslant \begin{cases} z_{rob} \\ z'_{rob} \end{cases}, \text{ un: } \quad z_2 \geqslant \begin{cases} z_{rob} \\ z'_{rob} \end{cases} \quad \ldots\ldots \quad (47)$$

otro noteikumu var atvietot ar abu lielumu summu:

$$z_1 + z_2 \geqslant \begin{cases} 2\, z_{rob} \\ 2\, z'_{rob} \end{cases} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (47a)$$

Tādi ir noteikumi tīrā nullpārvada izveidošanai.



639. zīm.

Asu atstatums tīram nullpārvadam (kā vēlāk redzēsim, arī t. s. V0 pārvadam) no 639. zīm. ir, acīmredzot:

$$a_0 = r_1 \pm r_2 , \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (48)$$

kas ar (3) formulu dod:

$$a_0 = \frac{m\,(z_1 \pm z_2)}{2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (48a)$$

Šeit — zīme attiecas uz iekšējo pārvadu.

1. piezīme. Kā jau agrāk, apzīmēsim ar indekiem 1 lielumus, kas attiecas uz mazāko ratu. Iekšējā pārvadā a_o iznāk tādēļ negatīvs (t. i. tas atlikts no O_1 uz otru pusi).

2. piezīme. Modula normēšanas dēļ (sk. 523. lpp.), kā (48a) formula rāda, nullpārvados nevar dabūt ikkatru vēlamo asu atstatumu a_o, bet tikai skaitļus ar zinamiem intervalliem. Tas jāievēro konstrukcijās.

3. piezīme. (48a) formula derīga (lietojot zobu izveidošanai normalizētus darba rīkus) tikai zobratiem ar taisniem zobiem, bet ne ratiem ar slīpiem zobiem; tiem mēs dosim formulu turpmāk.

Korrigētie jeb V rati (pēc DIN terminoloģijas).

Kā mēs 614...618. lpp. redzējām, ja $z < z_{rob}$, tad darbrīka-zobstieņa galvas taisne grieztu sazobes līniju virs apstrādājamam ratam atbilstošā punkta N_{rata} kādā punktā $K'_{rīka}$ (sk. 640. zīm.) gadijumā, ja mēs mēģinātu novietot to normali, t. i. lai stieņa viduslīnija pieskartos rata velšanās-dalijuma aplocei punktā C. Līdz ar to nenovēršami būtu apakšgriezumi apstrādājamā rata zobu kājās. Kā mēs teicām, mēs cenšamies novērst tos ar korrekturu, atbīdot darba rīku pa atstatumu + xm no rata centra, lai darba rīka galvas taisne ietu caur N_{rata} vai pat zem tā.

Vispārīgi runājot, aprobežojas ar stieņa atbīdi tikai līdz punktam N_{rata}, t. i. izveido apstrādājamo ratu par robežratu, sk. 564. lpp. (vismaz tā dara, ja pārbīde jāizdara pozitiva, t. i. + xm ratiem ar $z < z_{rob}$).

Nepieciešamo pārbīdi + xm, lai dabūtu robežratu, var ģeometriski noteikt [sk. 640. zīm. un (3) nol.]:

$$xm = CM = BM - BC.$$

Bet: $BM = \xi_{rīka} . m$, un:

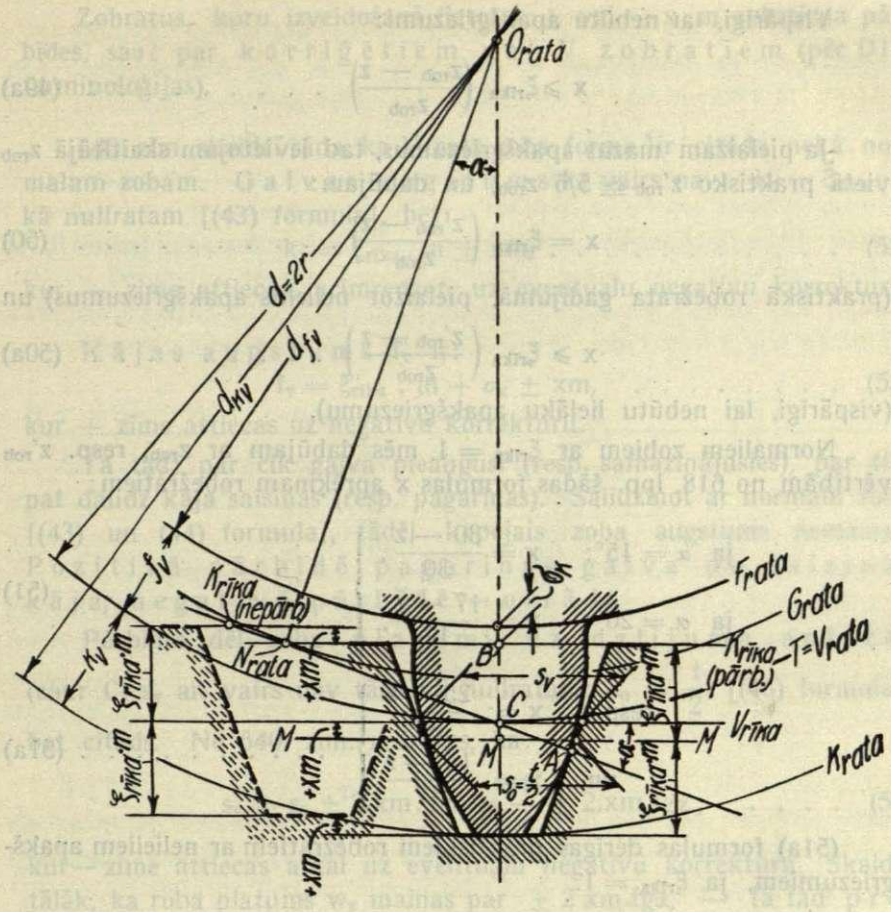
$$BC = N_{rata}C . \sin\alpha = r \sin\alpha . \sin\alpha = r \sin^2\alpha = \frac{z . m}{2} . \sin^2\alpha .$$

Ievietojot atrodam:

$$xm = \xi_{rīka} . m - \frac{z . m}{2} \sin^2\alpha .$$

Tālāk no (35a) formulas:

$$z_{rob} = \frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2\alpha}$$



640. zīm.

atrodam:

$$\frac{\sin^2 \alpha}{2} = \frac{\xi_{rīka}}{z_{rob}},$$

un ievietojot:

$$x = \xi_{rīka} \left(1 - \frac{z}{z_{rob}}\right), \text{ resp:}$$

$$x = \xi_{rīka} \left(\frac{z_{rob} - z}{z_{rob}}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (49)$$

(robežrata gadījumā).

Vispārīgi, lai nebūtu apakšgriezumi:

$$x \geqslant \xi_{\text{rīka}} \left(\frac{z_{\text{rob}} - z}{z_{\text{rob}}} \right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (49a)$$

Ja pielaižam mazus apakšgriezumus, tad ievietojam skaitītājā z_{rob} vietā praktisko $z'_{\text{rob}} \cong 5/6\ z_{\text{rob}}$, un dabūjam:

$$x = \xi_{\text{rīka}} \left(\frac{z'_{\text{rob}} - z}{z_{\text{rob}}} \right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (50)$$

(praktiskā robežrata gadijumā, pielaižot nelielus apakšgriezumus) un

$$x \geqslant \xi_{\text{rīka}} \left(\frac{z'_{\text{rob}} - z}{z_{\text{rob}}} \right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (50a)$$

(vispārīgi, lai nebūtu lielāku apakšgriezumu).

Normaliem zobiem ar $\xi_{\text{rīka}} = 1$ mēs dabūjam ar z_{rob}, resp. z'_{rob} vērtībām no 618. lpp. šādas formulas x aprēķinam robežratiem:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{ja } \alpha = 15°: & x = \dfrac{30 - z}{30}, \\ \text{ja } \alpha = 20°: & x = \dfrac{17 - z}{17}, \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

$$\left.\begin{array}{ll} \text{resp.:} & x = \dfrac{25 - z}{30} \\ \text{un} & x = \dfrac{14 - z}{17} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (51a)$$

(51a) formulas derīgas praktiskiem robežratiem ar nelieliem apakšgriezumiem, ja $\xi_{\text{rīka}} = 1$.

Pārbīdi mēs apzīmējam aplūkotā gadijumā ar + xm un uzskatam to p a r p o z i t i v u. Par tādu mēs pārbīdi vienmēr uzskatīsim, ja darba rīku - zobstieni a t b ī d a n o s t no zobrata centra (vienalga, vai zobrats ir ārējais vai iekšējais). Iedomāties, saprotams, var arī n e g a t i v u p ā r b ī d i — xm, proti, ja tuvojam darba rīku - zobstieni zobrata centram. Skaidrs gan, ka mazam zobu skaitam ($z \leqslant z_{\text{rob}}$) būtu absurdi lietot negatīvu pārbīdi, jo tad zobstieņa galvas taisne (sk. 640. zīm.) krustotu sazobes līniju vēl tālāk nost no N_{rata}, t. i. apakšgriezumi paliktu vēl lielāki. Negatīvas pārbīdes var, acīmredzot, tikai tad lietot, ja stieņa galvas taisne krusto sazobes līniju zem N_{rata}, t. i. ja rata zobu skaits $z > z_{\text{rob}}$. Tad varam piebīdīt zobstieni rata centram, kamēr galvas taisne ies caur N_{rata}. Kā turpmāk redzēsim, šis līdzeklis lietojams praksē zināmos gadijumos, lai dabūtu izdevīgākus pārvadus no korrigētiem zobratiem.

Zobratus, kuru izveidošanā lietotas + vai — x . m zobstieņa pārbīdes, sauc par korrigētiem vai V zobratiem (pēc DIN terminoloģijas).

640. zīm. skaidri rāda, ka V rata zoba forma ir citāda nekā normalam zobam. Galvas augstums k_v vairs nav: $k_o = \xi_{rīka} . m$ kā nullratam [(43) formula], bet:

$$k_v = \xi_{rīka} . m \pm xm, \quad . . . . . \quad (52)$$

kur — zīme attiecas, acīmredzot, uz eventualu negatīvu korrekturu.

Kājas augstums f_v ir:

$$f_v = \xi_{rīka} . m + \sigma_k \pm xm, \quad . . . . . \quad (53)$$

kur + zīme attiecas uz negatīvu korrekturu.

Tā tad: par cik galva pieaugusi (resp. samazinājusies), par tikpat daudz kāja saīsinas (resp. pagarinas). Salīdzinot ar normalu zobu [(43) un (44) formula], tādēļ kopējais zoba augstums nemainas. Pozitivā pārbīdē pagarinas galva un saīsinas kāja, negativā pārbīdē — otrādi.

Pārbīdes dēļ zoba platums uz dalijuma aploces (caur C) s_v arī vairs nav tāds kā nullratam: $s_o = \frac{t}{2}$ [(46) formula], bet citāds. No 640. zīm. redzams, ka:

$$s_v = s_0 \pm 2\,xm . tg\alpha = \frac{t}{2} \pm 2.xm.tg\alpha, \quad . . . . \quad (54)$$

kur — zīme attiecas atkal uz eventualu negatīvu korrekturu. Skaidrs tālāk, ka roba platums w_v mainas par $\pm 2\,xm.tg\alpha$, — tā tad pretēji zoba platumam.

Pozitivā korrekturā zobi ir platāki par robiem, negativā — otrādi.

Piezīme. Viss šeit par korrigēta zoba formu sacītais attiecas uz ārējo ratu. Iekšējā ratā apstākļi būs taisni pretēji, tādēļ arī formulās (52)...(54) zīmes pie xm vienādos apstākļos jāmaina ar pretējām.

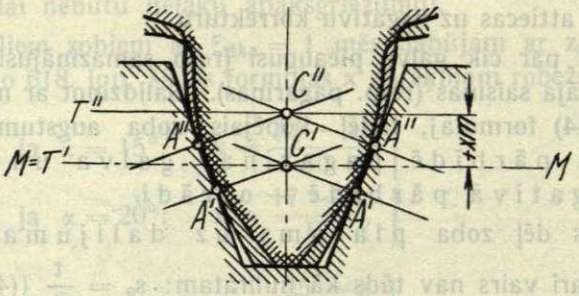
Mainītā zoba galvas augstuma dēļ mainas arī V rata galvas aploce d_{kv}, salīdzinot ar nullrata d_{ko} (45) formulu:

$$d_{kv} = d \pm 2\,\xi_{rīka} . m \pm 2\,xm \quad . . . . . \quad (55)$$

Šeit tāpat kā (45) formulā otrā summanda + zīme attiecas uz ārējo, — zīme uz iekšējo ratu; trešā summanda + zīme attiecas uz pozitivu, — zīme uz negatīvu korrekturu.

Negatīvās korrekturas skaitliskā vērtība ierobežota ar to noteikumu, ka zobstieņa galvas taisnei jāiet maksimali caur N_{rata} (sk. 640. zīm.).

Pozitivo korrekturu teoretiski varētu turpināt, cik vien vēlamies, jo virzienā no rata centra evolventa nav ierobežota. Tomēr arī šeit vilkta praktiska robeža, jo zobam ir divas flankas, kas tiecas krustoties un dot asu zoba galu. Tas noteic maksimalo praktiski iespējamo zoba augstumu. Jo stiprāk mēs pozitivi korriģējam, jo lielāka ir šī flanku tieksme krustoties (sk. 641. zīm.), un šis ap-



641. zīm.

stāklis ierobežo pozitivo korrekturu skaitliskās vērtības. Ja mēs — kā 622. lpp. teikts — korriģēsim tikai līdz robežrata stāvoklim (lai stieņa galvas taisne ietu caur N_{rata}), un ja mēs ņemam normalo $\xi_{rīka} = 1$, tad nepieciešamās korrekturas + xm vērtību noteic (51), resp. (51a) formula, pie kam + xm pieaug, ja apstrādājamā rata z samazinas. Zinamam minimalam z_{min} zobi paliks asi [šo procesu paātrina ne tikai palielinātais xm, bet arī zoba relativā $\left(\text{salīdzinot ar } r = \frac{z \cdot m}{2}\right)$ augstuma pieaugums], un tas noteiks maksimalos koeficientus x normala augstuma ($\xi_{rīka} = 1$) zobiem.

Ar $\alpha = 15°$ mēs dabūtu, korriģējot ar teoret. formulu (51):

$$z_{min} = 9;\ x = 0{,}700;$$

korriģējot ar prakt. formulu (51a): $z_{min} = 8;\ x = 0{,}567.$

Ar $\alpha = 20°$ mēs dabūtu, korriģējot ar teoret. formulu (51):

$$z_{min} = 8;\ x = 0{,}529;$$

korriģējot ar prakt. formulu (51a): $z_{min} = 7;\ x = 0{,}412.$

Ja zobus pavisam nekorriģētu, tie paliktu asi tikai, ja $z = 2$. Tādus zobus praksē gan nevar lietot, jo to apakšgriezumi būtu pārāk lieli. Ļaunākā gadījumā varētu vēl pielaist:

$$z_{min\ min} = 5, \text{ ja } \alpha = 20°,$$

un

$$z_{min\ min} = 6, \text{ ja } \alpha = 15°,$$

ar attiecīgām korrekturām. Izdevīgi tādi rati gan nav, jo tā iemesla dēļ, ka flanku krustošanās notiek relativi zemu, to zobu augstums vairs nav normals, bet mazāks. Tādēļ pārsegums ε bieži pat nesasniegs minimalo robežu $\varepsilon = 1$ [sk. 584. lpp. par $(z_1 + z_2)_{min}$ sacīto].

No korriģētiem V ratiem sastādītie pārvadi.

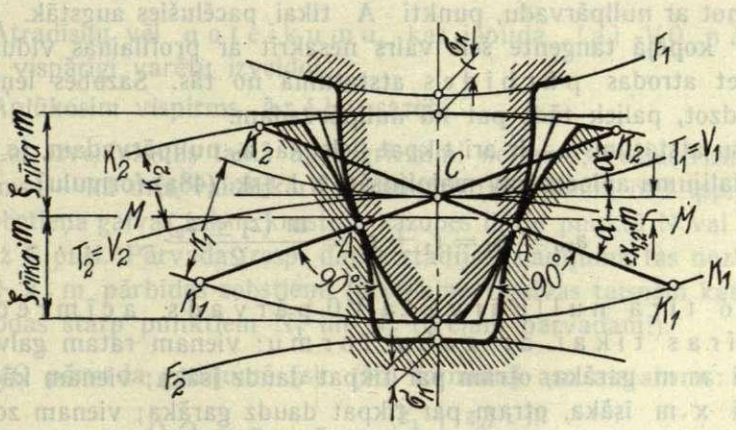
Šeit jāizšķir 2 grupas: a) t. s. V0 pārvadi un b) t. s. V pārvadi.

a) V0 pārvadi.

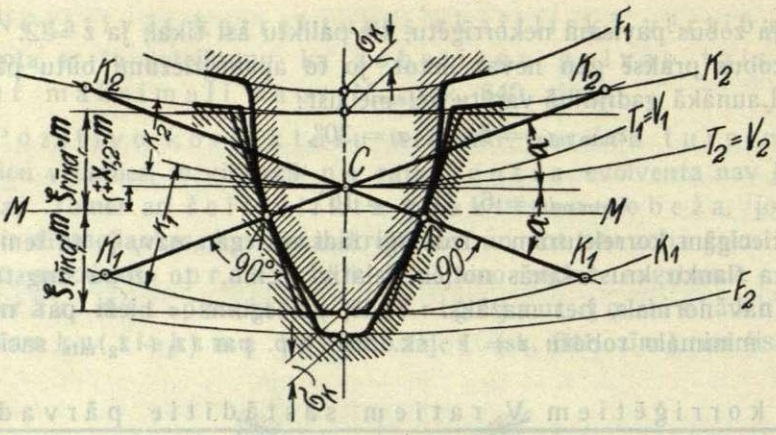
Par V0 pārvadiem sauc tādus pārvadus, kas sastādīti no 2 korriģētiem ratiem, bet kuros korrekturas savstarpēji kompensējas. Ārējos pārvados tas nozīmē, ka vienam (mazākam) ratam jābūt tikpat lielai pozitivai korrekturai $+ x_1$, cik liela ir negativā korrektura $- x_2$, otram (lielākam) ratam, resp.:

$$x_1 + x_2 = 0$$

Iekšējos pārvados abu ratu korrekturām jābūt vienādām un vai nu pozitivām vai negativām reizē, t. i.: $x_1 - x_2 = 0$ (jo 624. lpp. mēs vienojāmies uzskatīt korrekturas vienmēr par pozitivām, ja



642. zīm.



643. zīm.

darba rīku atbīda no zobrata centra, bet iekšējā pārvadā lielā rata centrs atrodas tajā pašā pusē, kur ir mazā rata centrs).

Kā vēlāk redzēsim, iekšējos pārvados negatīvās korrekturas normali nelieto.

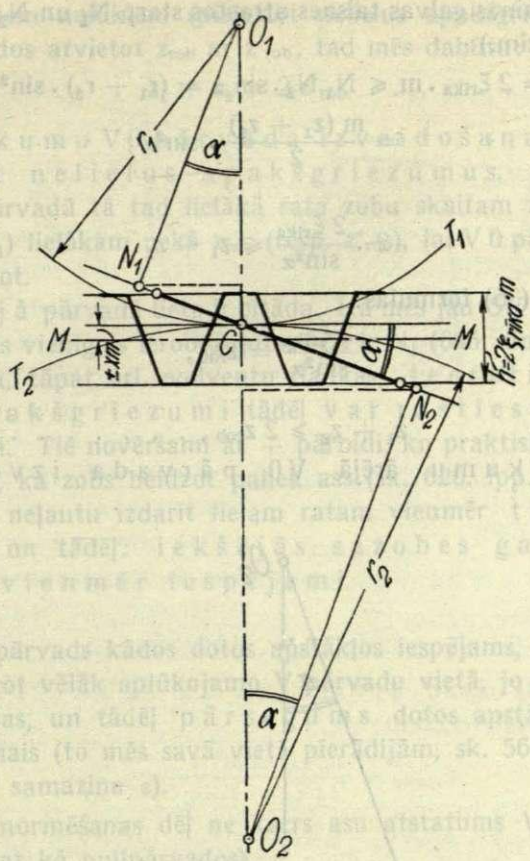
642. un 643. zīm. parādīti ārējais un iekšējais V0 pārvadi ar kopējā profilainā iezīmētiem zobiem. Vienādās pārbīdes dēļ velšanās - dalijuma aploces T = V izgatavošanas stadijā saskarsies profilainā vienā punktā C, kas tādēļ var būt velšanās punkts sastādītā V0 pārvadā arī darba stadijā. Tad darba stadijā dalijuma aploces tāpat sakrīt ar velšanās aplocēm.

Profilainā (sazobes likuma dēļ) tāpat kā nullpārvadā profili saskaras profilainas flanku un sazobes līniju krustojumu punktos A; salīdzinot ar nullpārvadu, punkti A tikai pacēlušies augstāk. T = V aploču kopējā tangente šeit vairs nesakrīt ar profilainas viduslīniju MM, bet atrodas pārbīdes atstatumā no tās. Sazobes leņķis α, acīmredzot, paliek tāds pat kā nullpārvadam.

Asu atstatums a_{vo} ir arī tikpat liels kā a_o nullpārvadam, jo velšanās - dalijuma aploces nav mainijušās, t. i. [sk. (48a) formulu]:

$$a_{vo} = a_o = r_1 \pm r_2 = \frac{m\,(z_1 \pm z_2)}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

No tīrā nullpārvada V0 pārvads, acīmredzot, atšķiras tikai ar zobu formu: vienam ratam galva par pārbīdi x.m garāka, otram par tikpat daudz īsāka; vienam kāja par pārbīdi x.m īsāka, otram par tikpat daudz garāka; vienam zobs uz dalijuma aploces platāks, otram par tikpat daudz šaurāks [sk. (54) nol.].



644. zīm.

Atradīsim vēl noteikumu, kas jāpilda, lai V0 pārvadus vispārīgi varētu izveidot.

Aplūkosim vispirms ārējo sazobi.

Lai izveidošanas laikā apakšgriezumi nerastos, ģeometriskais noteikums — kā mēs vairākkārt aizrādījām (sk., piem., 622. lpp.) — ir, lai zobstieņa galvas taisne krustotu sazobes līniju punktā N vai pat tālāk uz C pusi. Pārvada (resp. darba stadijas) gadījumā tas nozīmē, ka pēc $\pm x \cdot m$ pārbīdes zobstieņu (profilainas) galvas taisnēm katrā ziņā jāatrodas starp punktiem N_1 un N_2 (ārējam pārvadam!).

V0 pārvada gadījumā [sk. (56) formulu] asu atstatums:

$$O_1O_2 = r_1 + r_2 = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} .$$

Lai profilainas galvas taisnes atrastos starp N_1 un N_2, nepieciešams, lai (sk. 644. zīm.):

$$h = 2\,\xi_{rīka} \cdot m \leqslant N_1 N_2 \cdot \sin\alpha = (r_1 + r_2) \cdot \sin^2\alpha = \frac{m\,(z_1 + z_2)}{2} \cdot \sin^2\alpha,$$

vai:

$$2 \cdot \frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2\alpha} \leqslant z_1 + z_2.$$

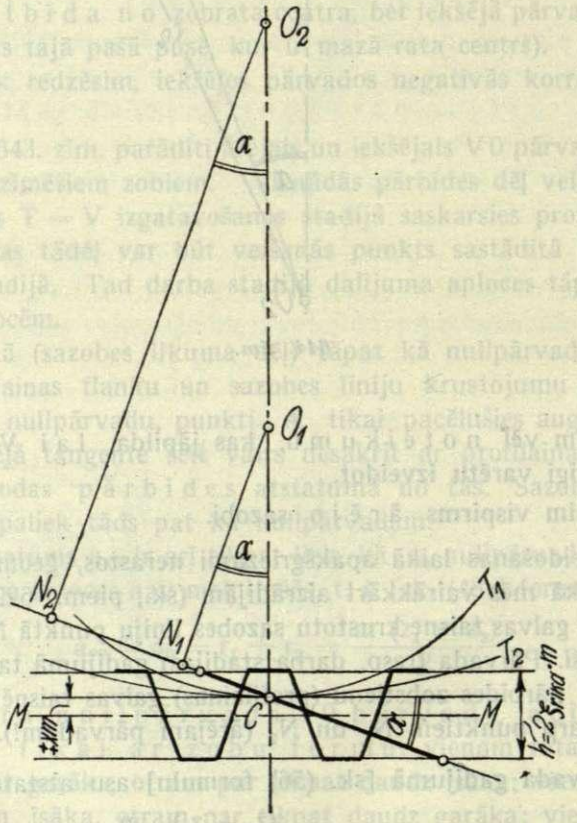
Atvietojot no (35) formulas:

$$\frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2\alpha} = z_{rob},$$

atrodam:

$$z_1 + z_2 \geqslant 2\,z_{rob}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (57)$$

t. i. noteikumu ārējā V0 pārvada izveidošanas iespējai.



645. zīm.

Praktiskiem nolūkiem (pielaižot nelielus apakšgriezumus) varētu kā nullpārvados atvietot z_{rob} ar z'_{rob}; tad mēs dabūtu:

$$z_1 + z_2 \geqslant 2\, z'_{rob} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (58)$$

t. i. noteikumu V0 pārvada izveidošanas iespējai, pielaižot nelielus apakšgriezumus.

Ārējā pārvadā tā tad lielākā rata zobu skaitam z_2 jābūt vismaz par $(z_{rob} - z_1)$ lielākam nekā z_{rob} (resp. z'_{rob}), lai V 0 pārvadu vispārīgi varētu izveidot.

Iekšējā pārvadā lieta ir citāda. Kā mēs jau 577. lpp. redzējām, sazobes līnijas vienīgais ierobežojums šeit ir N_1 (645. zīm.); uz otru pusi sazobes līnija, tāpat arī evolventu flankas, teoretiski nav ierobežotas. Apakšgriezumi tādēļ var rasties tikai mazā rata kājā. Tie novēršami ar + pārbīdi, ko praktiski ierobežo tikai tas apstāklis, ka zobs beidzot paliek ass (sk. 626. lpp.). Nav nekāda iemesla, kas neļautu izdarīt lielam ratam vienmēr tikpat lielu pārbīdi, un tādēļ: iekšējās sazobes gadījumā V0 pārvadi vienmēr iespējami.

Ja V0 pārvads kādos dotos apstākļos iespējams, tad to vienmēr ieteicams lietot vēlāk aplūkojamo V pārvadu vietā, jo α, kā redzējām, tajos nemainas, un tādēļ pārsegums dotos apstākļos ir vislielākais iespējamais (to mēs savā vietā pierādījām, sk. 565. lpp.: leņķa α palielināšana samazina ε).

Modula normēšanas dēļ ne katrs asu atstatums V0 pārvados iespējams (tāpat kā nullpārvados).

V0 pārvadus (pēc principialās uzbūves) patiesībā lietoja jau daudz agrāk par tagadējā korrekturas jēdziena formulēšanu — piem., t. s. AEG sazobē — mazāk gan ar nolūku novērst apakšgriezumus, bet, galvenokārt, lai dabūtu izdevīgākus slīdes apstākļus un mazāku dilšanu. Korrekturas faktors AEG sazobei bija vienāds, proti:

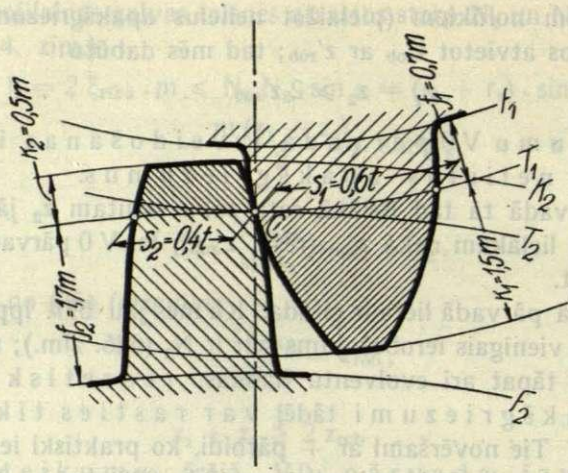
$$x = \pm 0{,}5,$$

pie kam + korrektura bija izdarīta mazajam ratam, un — korrektura lielajam ratam. Ar galvas spēli $\sigma_k = 0{,}2$ m tad dabūjam mazajam ratam:

$$k_1 = 1{,}5 \text{ m}; \quad \xi_1 = 1{,}5;$$
$$f_1 = k_2 + \sigma_k = 0{,}7 \text{ m};$$

un lielajam ratam:

$$k_2 = 0{,}5 \text{ m}; \quad \xi_2 = 0{,}5;$$
$$f_2 = k_1 + \sigma_k = 1{,}7 \text{ m}.$$



646. zīm.

Zobu p l a t u m u s ņēma nevienādus: lielajam ratam mazāku nekā mazajam, proti:

$$s_1 \cong 0{,}6\ t;\ s_2 \cong 0{,}4\ t \quad \text{(sk. 646. zīm.)}.$$

Izpētīt AEG sazobi a t t i e c ī b ā u z a p a k š g r i e z u m i e m var viegli ar (34a) formulu:

$$z_{2\,max} = \frac{z_{1rob}^2 \cdot \sin^2 \alpha - 4\,\xi_2^2}{2\,(\xi_2 - z_{1rob} \cdot \sin^2 \alpha)}$$

mazajam ratam, un attiecīgi pārmainītiem indekiem lielajam ratam. Ar $\xi_1 = 1{,}5$, $\xi_2 = 0{,}5$ un s a z o b ē lietoto $\alpha = 15°$ dabūjam:

$$z_{2max} = \frac{z_{1rob}^2 \cdot \sin^2 15° - 1}{2 - 2\,z_{1rob} \cdot \sin^2 15°}\cdot \qquad z_{1max} = \frac{z_{2rob}^2 \cdot \sin^2 15° - 9}{6 - 2\,z_{2rob} \cdot \sin^2 15°}\cdot$$

Ar dažādām z_{1rob} vērtībām atrodam:

$z_{1rob} = 11$	$z_{2max} = 13{,}5$		
„ 12	„ 22,06		
„ 13	„ 40,0		
„ 14	„ 97,83		
„ 15	„ ∞		
„ 10	„ 8,64		
„ 7	„ 2,15		
„ 3,86	„ 0		

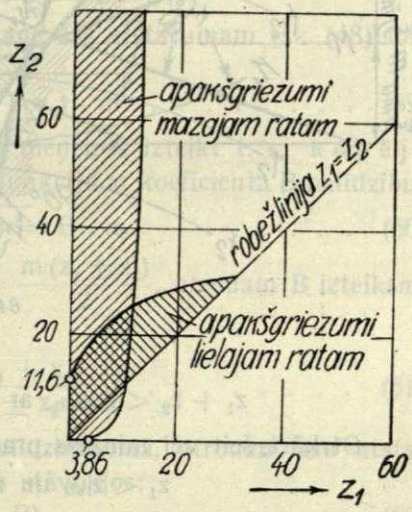
Ar dažādām z_{2rob} vērtībām atrodam:

$z_{2rob} = 30$	$z_{1max} = 26$		
„ 25	„ 12,4		
„ 20	„ 5,36		
„ 15	„ 1,52		
„ 11,6	„ 0		

Apstākļi grafiski attēloti 647. zīm., kas ir analoģisks agrāk aplūkotam 619. zīm. normaliem zobu augstumiem.

b) V p ā r v a d i.

Par V pārvadiem sauc visus no korriģētiem vien vai arī kopā ar nullratiem sastādītos pārvadus, kuros ratu pārbīdes nekompensējas, t. i. $x_1 + x_2 \neq 0$ (iekšējie pārvadi, kā 631. lpp. redzējām, t e o r e t i s k i atkrīt, jo tur vienmēr iespējami V0 pārvadi).



647. zīm.

Speciali gadijumi šeit ir:

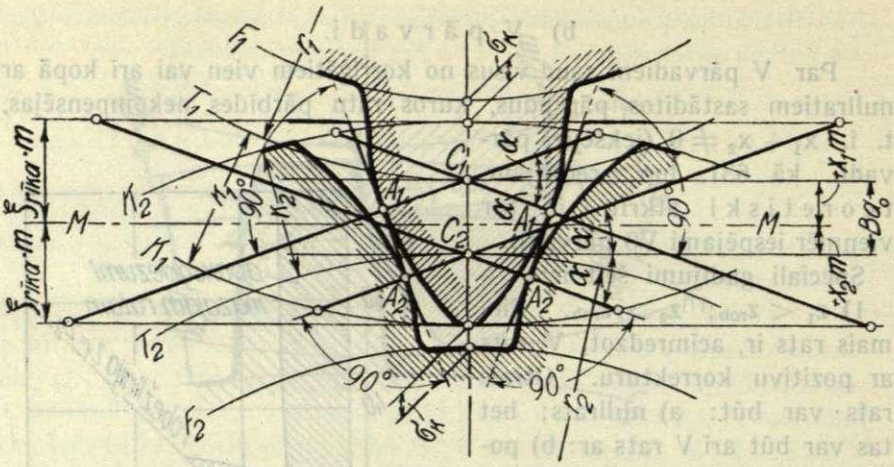
1) $z_1 < z_{rob}$; $z_2 > z_{rob}$. Pirmais rats ir, acīmredzot, V rats ar pozitivu korrekturu. Otrais rats var būt: a) nullrats; bet tas var būt arī V rats ar: b) pozitivu vai c) negativu korrekturu.

a) gadijumu lieto, ja pārvadā sazobē atrodas reizē vairāki nullrati, un ja tikai viens rats ir ar $z < z_{rob}$; tad tikai tas jākorriģē;
b) gadijumu lieto, ja jādabū n o t e i k t s zobratu asu atstatums, ko ar pirmā rata korrekturu vien nevar sasniegt;
c) gadijumu lieto, ja vēlas, lai pārvads strādātu ar maksimalo iespējamo pārsegumu ε (t. i. ar mazāku α darba stāvoklī); tad otro ratu ar $z_2 > z_{rob}$ korriģē negativi līdz robežrata stāvoklim (ja tikai jau iepriekš nav sasniegts V0 pārvads, t. i. $x_1 + x_2 = 0$).

2) $z_1 < z_{rob}$; $z_2 < z_{rob}$. Šeit, acīmredzot, abi zobrati jāveido kā V rati ar pozitivām korrekturām, un V pārvads ir vienīgais iespējamais atrisinājums, kaut gan α palielināšanās dēļ pārvadā (sk. turpmāk) ε parasti nav sevišķi liels.

3) $z_1 > z_{rob}$; $z_2 > z_{rob}$. Normali šeit vienmēr lietos nullpārvadus, jo ratiem korrektura principiali nav vajadzīga. Tomēr praksē var būt gadijumi, kad prasa n o t e i k t u z o b r a t u a s u a t s t a t u m u, ko m normēšanas dēļ ar nullpārvadu nevar sasniegt. Tad jāizveido korriģēti V rati un no tiem jāsastāda V pārvads.

V pārvadi tā tad var gadīties ar ikkatru zobu skaitu kā vienā, tā otrā ratā. P r a k t i s k i s v a r ī g ā k i e g a d i j u m i, saprotams, ir tie, kur citas daudz maz teicamas izejas pavisam nav. Vispirms šeit minams 2) gadijums, kur, summējot izteiksmes, mēs dabūjam:



648. zīm.

$z_1 + z_2 < 2\,z_{rob}$, ar $z_1 < z_{rob}$ un $z_2 < z_{rob}$.

Otrkārt, šeit vēl minams praksē diezgan svarīgais 1c) gadijums ar

$$z_1 < z_{rob} \text{ un } z_2 > z_{rob},$$ ja tajā arī

$$z_1 + z_2 < 2\,z_{rob},$$

t. i. ja V0 pārvadu nevar izveidot [sk. (57) formulu]. Saprotams, dažreiz jārēķinas arī ar V ratu izveidošanas vajadzību noteiktu asu atstatumu gadijumos; tad V pārvadi var eventuali būt vajadzīgi pat i e k š ē j a i sazobei.

648. zīm. parādīts V pārvads ar abiem pozitivi korriģētiem zobratiem, kuru zobi iezīmēti kopējā profilainā izveidošanas stāvokļos. Šeit, atšķirībā no nullpārvadiem vai V0 pārvadiem, mums vairs nav kopējā velšanās punkta C (izveidošanas stāvokļos), bet katram zobratam savs: C_1 un C_2. To stāvokļus noteic ratu korrekturas x_2m un x_1m. 648. zīmējumā korrektura ir pozitiva abiem ratiem, bet, saprotams, tas nav vajadzīgs; korrekturas nedrīkst tikai kompensēties, jo tad mēs dabūtu V0 pārvadu.

Skaidrs tālāk, ka V pārvadā mēs dabūjam d i v u s p ā r u s i z v e i d o š a n a s s a z o b e s l ī n i j u, kas krusto profilainas flankas punktos A_1 un A_2. Uz sazobes likuma pamata pirmā rata profils pieskarsies profilainas flankām punktos A_1, otrā rata profils — punktos A_2. Tādēļ: V p ā r v a d a p r o f i l a i n ā (izveidošanas stadijās) s a s k a r š a n ā s s t a r p a b u r a t u z o b u f l a n k ā m n a v, un ja mēs vēlētos atstāt zobratu asis nemainītas arī pārvada d a r b a

stāvoklī, tad starp zobiem rastos (dažreiz ievērojama) flanku spēle. Asu atstatums a_p tādā gadijumā būtu, acīmredzot, par $(x_1+x_2)\cdot m$ lielāks nekā dalijuma aploču T_1 un T_2 radiju r_1 un r_2 summa (resp. diference iekšējos pārvados):

$$a_p = r_1 \pm r_2 + (x_1 + x_2) \cdot m$$

Bet: $r_1 \pm r_2 = a_0$, t. i. nullpārvada ass atstatumam [sk. (48) formulu]; tādēļ:

$$a_p = a_0 + (x_1 + x_2) \cdot m \quad \ldots\ldots\ldots \quad (59)$$

Formulas vienkāršošanas nolūkā pieņemts izteikt t. s. kopējo korrekturu $(x_1+x_2)\cdot m$ kā a_0 funkciju ar koeficienta B palīdzību:

$$(x_1 + x_2) \cdot m = B \cdot a_0 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (60)$$

levietojot tajā no (48a) formulas: $a_0 = \frac{m(z_1 \pm z_2)}{2}$, atrodam B izteiksmi atkarībā tikai no x un z vērtībām:

$$B = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 \pm z_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (61)$$

levietojot (60) izteiksmi (59) nolīdzinājumā, atrodam asu atstatumu a_p V pārvadam izveidošanas stāvokļos:

$$a_p = a_0 (1 + B) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (62)$$

Skaidrs, ka, atstājot zobu asis a_v atstatumā arī darba stāvoklī, izveidosies jauns velšanās centrs un jaunas velšanās aploces, kuru radiju vērtības r_{1p}' un r_{2p}' viegli noteicamas ar (24) nolīdzinājumu palīdzību:

$$r_{1p}' = r_1 (1 + B), \text{ un } r_{2p}' = r_2 (1 + B)$$

(atvietojot tur lietoto B' ar B).

Tāpat no (23) formulas noteicams jaunais sazobes leņķis α_p':

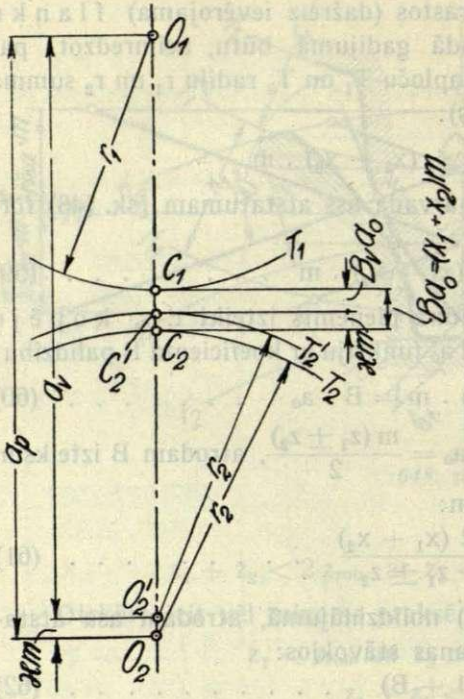
$$\cos \alpha_p' = \frac{\cos \alpha}{1 + B}.$$

Flanku spēles dēļ zobratu asis pa lielākai daļai tomēr neatstās a_p atstatumā, bet sabīdīs ciešāk kopā, lai samazinātu vai pat pavisam likvidētu flanku spēli. Ja mēs apzīmējam ar a_v ($< a_p$) to asu atstatumu, kad flanku spēle pavisam pazūd, ar $\varkappa m$ šim nolūkam vajadzīgo asu sabīdi un ar $B_v \cdot a_0$ attiecīgo atstatumu starp ratu dalijuma aplocēm, tad mēs šim stāvoklim, acīmredzot, dabūjam (sk. 649. zīm.):

$$\varkappa m = a_p - a_v = a_0 (B - B_v) \quad \ldots\ldots \quad (63)$$

un, analoģiski (62) formulai:

$$a_v = a_0 (1 + B_v) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (64)$$



649. zīm.

Tāds ir asu atstatums darba stāvoklī, kad flanku spēle pavisam pazūd.

Sabīdot zobratus par x_m tuvāk kopā, galvas spēle σ_k samazinas par sabīdes vērtību līdz σ_{kv}:

$$\sigma_{kv} = \sigma_k - x_m \quad . . \quad (65)$$

Minimali pielaižamā galvas spēle ir $\sigma_{kv} = 0{,}1$ m, un tādēļ tā vienmēr jākontrolē; ja tā iznāk mazāka, tad rati attiecīgi jāapvirpo, resp. jāsamazina galvas aploces, lai radītu minimalo σ_{kv}.

Sabīdes vērtību aprēķinam nepieciešamie koeficienti B_v ir noteicami no evolventas ģeometrijas; noteiktās formulas ir par daudz sarežģītas praktiskai lietošanai, un tādēļ DIN normās ieteiktas tuvinas formulas:

Ja $\alpha = 20°$, tad:

$$\frac{B}{B_v} = \sqrt[4]{1 + 13\,B} \quad . . . . . \quad (66a)$$

un

$$\frac{B}{B_v} = \sqrt{1 + 7\,B_v} \quad . . . . . \quad (66b)$$

Ja $\alpha = 15°$, tad:

$$\frac{B}{B_v} = \sqrt[4]{1 + 26\,B} \quad . . . . . \quad (67a)$$

un

$$\frac{B}{B_v} = \sqrt{1 + 13\,B_v} \quad . . . . . \quad (67b)$$

Šeit a formulas dod attiecību B/B_v kā B funkcijas, b formulas — kā B_v funkcijas. Lieto to formulu, kas ērtāka dotam gadijumam, proti: 1) ja doti zobu skaiti z_1 un z_2, bet asu atstatums nav noteikts, aprēķina vispirms korrekturas x_1 un x_2 no (50), resp. (50a) formulas, vai arī no (51), resp. (51a) form., tad

$$B = \frac{2\,(x_1 + x_2)}{z_1 \pm z_2}$$

no (61) formulas, un pēc tam B_v no a formulas.

2) Ja turpretim bez z_1 un z_2 dots arī vēl noteikts asu atstatums a_v, tad aprēķina $B_v = \frac{a_v - a_o}{a_o}$ no (64) formulas ar $a_o = \frac{(z_1 \pm z_2) \cdot m}{2}$ [(48a) form.], un pēc tam atbilstošo B no a formulas. (61) formula: $B = \frac{2\,(x_1 + x_2)}{z_1 \pm z_2}$ dod mums tālāk iespēju aprēķināt nepieciešamo kopējo korrekturu $(x_1 + x_2)$, ko tad sadalam pa abiem ratiem pēc iespējas tā, lai eventuali apakšgriezumi iznāktu mazāki.

(64) formulu var pārveidot tā, lai tieši varētu lietot attiecību B/B_v no (66) un (67) formulas, proti:

$$a_v = a_o + a_o \cdot B_v = a_o + \frac{a_o \cdot B}{B/B_v},$$

kas ar (60) izteiksmi: $Ba_o = (x_1 + x_2)\,m$ dod:

$$a_v = a_o + \frac{(x_1 + x_2)\,m}{B/B_v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (68)$$

Tādā veidā izteiksme dota DIN 870. normlapā.

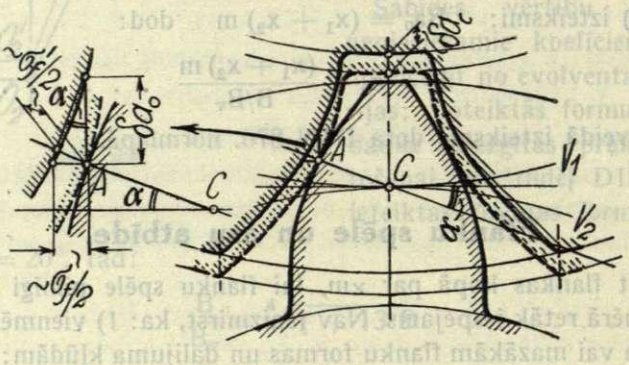
Flanku spēle un asu atbīde.

Sabīdīt flankas kopā par ×m, lai flanku spēle pilnīgi likvidētos, praksē samērā retāk iespējams. Nav jāaizmirst, ka: 1) vienmēr jārēķinas ar lielākām vai mazākām flanku formas un dalijuma kļūdām; 2) zobrati darbā sasilst, it sevišķi mazākais, kura zobi biežāk nonāk sazobē; tādēļ tā zobi stiprāk izplešas un var iespīlēties robos; tāpat arī paši rati palielinas, kas rada ārējos pārvados to pašu efektu. Izdevīgāki šajā ziņā ir iekšējie pārvadi, jo tur, ratiem izplešoties, zobu flankas tiecas attālināties cita no citas. Tādēļ tur bez sevišķām bažām var sabīdīt flankas ciešāk kopā. Ārējos pārvados turpretim atkarībā no apstrādāšanas precizitates gandrīz vienmēr atstās lielāku vai mazāku flanku spēli, kas, saprotams, attiecas arī uz nullpārvadiem un V0 pārvadiem. Ja šādos gadijumos asu atstatumu nevēlas mainīt, tad, izgatavojot zobratu ar velšanās paņēmienu, zobstieni var piebīdīt drusku tuvāk klāt ratam (t. i. izdarīt nelielu negativu korrekturu); līdz ar to roba platums pieaug uz zoba platuma rēķina [sk. (54) nol]. Frēzējot ratu ar formfrēzi, tāds paņēmiens ir gan principiali nepareizs, jo zobu flankas tad ir kļūdainas.

Ja flanku spēli vēlas iegūt, drusku atbīdot zobratu asis, tad nepieciešamā atbīde $\delta \cdot a_0$ viegli apmērām noteicama, ja pieņem kādu flanku spēles: $\sigma_f = w_1 - s_2$ vēlamu vērtību [sk. (6) formulu].

Patiesībā, kā zinam, flanku spēle mērojama pa dalijuma aploci, kā to arī izteic σ_f formula. Tuvīni varam pieņemt, ka mēs dabūjam $\sigma_f/2$ kā horizontalu nogriezni starp punktu A (kur sazobes līnija un otrā zobrata zoba flanka krustojas) un pirmā rata zoba flanku (ja otrā rata zobu iezīmē tā, ka tā simmetrijas līnija sakrīt ar zobratu centru līniju, sk. 650. zīm.). Ja vēl pieņem, ka atbīdot ratus, α nemainas un ka flankas tuvīni ir taisnes (kas, saprotams, viss nav pareizi, bet nelielas atbīdes gadijumā sevišķi lielu iespaidu uz rezultatu neatstāj), tad, kā no 650. zīm. kreisās skices redzams:

$$\delta \cdot a_0 \cong \frac{\sigma_f}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (69)$$



650. zīm.

Spraugas platums, resp. flanku spēle šeit mērota horizontalā virzienā (resp. virzienā, kas ir parallels velšanās aploču kopējai tangentei). Ja, kā tas praktiski varbūt ērtāki, mēs vēlamies mērot flanku spēli perpendikulari zobu flankām (t. i. sazobes līnijas virzienā) un apzīmējam tā mērotās spraugas platumu ar $\frac{\sigma_f'}{2}$, tad, kā skice rāda:

$$\delta \cdot a_0 \cong \frac{\sigma_f'}{2 \sin \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (70)$$

Ja $\alpha = 20°$, tad atrodam:

$$\delta \cdot a_0 \cong 1{,}46\, \sigma_f' \cong 1{,}37\, \sigma_f;$$

vai noapaļotā veidā:

$$\delta \cdot a_0 \cong 1{,}5 \cdot \left\{ \begin{matrix} \sigma_f \\ \sigma_f' \end{matrix} \right\};$$

ja $\alpha = 15°$, tad atrodam:

$$\delta \cdot a_0 \cong 1{,}93\, \sigma_f' \cong 1{,}87\, \sigma_f$$

vai noapaļotā veidā:

$$\delta \cdot a_0 \cong 2 \cdot \left\{ \begin{matrix} \sigma_f \\ \sigma_f' \end{matrix} \right\}.$$

Praktiskiem nolūkiem šādas tuvinas vērtības ir pa lielākai daļai pilnīgi pietiekošas.

Izteicot, kā mēs to agrāk darijām, atbīdi flanku spēles radīšanai kā a_0 funkciju [analoģiski (23a), (62) un (64) formulai], mēs dabūjam jauno asu atstatumu vispārīgi kā:

$$a_v' = a_0 (1 + B_v'), \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (71)$$

kur V pārvada gadijumā B_v', acīmredzot, būs: $B_v' = B_v + \delta$; nullpārvada gadijumā $B_v' = B'$ (kā to apzīmējām 573. lpp.).

Tā kā V pārvados — vienalga, vai flanku spēle pavisam likvidēta, vai arī nelielā apmērā atstāta — dalijumu aploces T_1 un T_2 savstarpēji nepieskaras, bet atrodas $B_v \cdot a_0$, resp. $B_v' \cdot a_0$ atstatumā, tad skaidrs, ka visos gadijumos pārvadā izveidosies jauns velšanās centrs un jaunas velšanās aploces. Tāpat arī sazobes leņķis α' būs citāds, jo pamataploces atbīdītas līdz ar dalijuma aplocēm. Noteikt jauno α' un velšanās aploču radijus var no (23) un (24) formulas, atvietojot tur lietoto B' ar B_v, resp. B_v', piem.:

$$\cos \alpha_v' = \frac{\cos \alpha}{1 + B_v'};$$

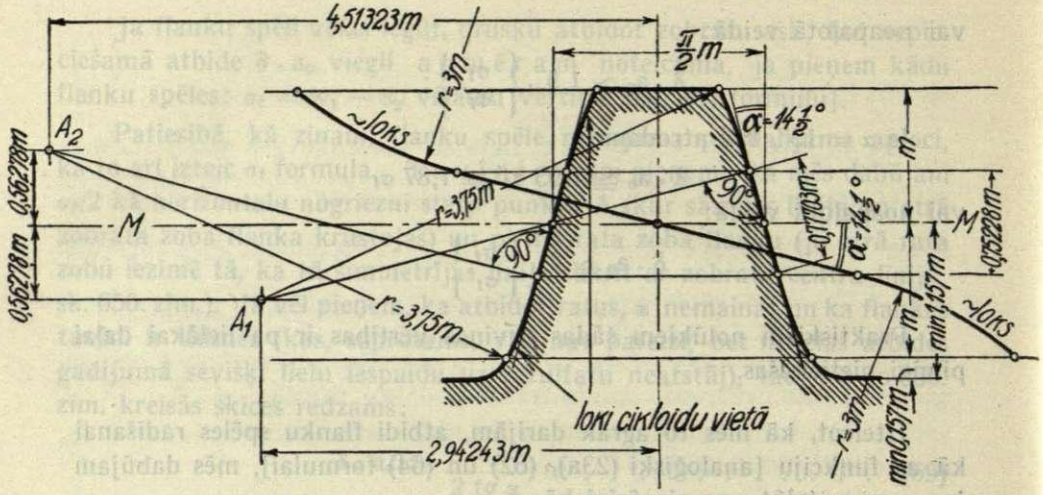
$$r_{1v}' = r_1 (1 + B_v')$$

$$r_{2v}' = r_2 (1 + B_v')$$

Jauno pārsegumu ε' atradīsim no (31) formulas pārbīdītam stāvoklim [resp. (32) vai (33) formulas zobstieņa vai iekšējās sazobes gadijumos].

Amerikaņu jauktā sazobe.

Amerikas normas bez evolventu sazobes ar $\alpha = 20°$ un normalu zoba galvas augstumu: $k = m$, vai arī saīsinātu zoba galvas augstumu: $k = 0{,}8\ m$, paredz vēl t. s. jaukto evolventu un cikloidu



651. zīm.

(patiesībā cikloidas atvietotas zobstienī ar tajām ļoti tuviem lokiem) sazobi ar $\alpha = 14\frac{1}{2}°$ ($\sin 14\frac{1}{2}° \cong 0{,}25$). Flankas vidusdaļā šeit ir evolventa, galos — tuvinas cikloidalas līknes, resp. loki; tādēļ līdz pat $z=12$ apakšgriezumu nav.

Citas sazobes priekšrocības ir: lielāks ε (jo α ir mazs un bez tam nāk klāt cikloidalo daļu sazobes ceļš) un labāki dilšanas apstākļi nekā tīrai evolventu sazobei (sk. turpmāk). Trūkums ir pareizas darba rīka flankas grūtāka izveidošana.

651. zīm. parādīts šīs sazobes relacijas profils.

IX. Cilindriskie zobrati ar taisniem zobiem.

Otrā daļa.

Aprēķins un konstruktivā izveidošana.

Daži praktiski dati.

Lietderības reizuļi η.

Nenovēršamās zobu flanku relativās slīdes (atskaitot velšanās punktā) un rezultējošās berzes pretestības dēļ vienmēr zināma enerģijas daļa iet zudumā. To var samazināt ar rūpīgu flanku virsmas formu izveidošanu un nogludināšanu (slīpējot flankas) kā arī ar eļļošanu. Sasniegt tomēr t. s. šķidro berzi starp eļļošanas materiala daļiņām, kā tas dažreiz iespējams gultņos, šeit grūti, it sevišķi velšanās punkta tuvumā, kur relativās slīdes kustība ir niecīga; tādēļ mums vienmēr jārēķinas ar zobu dilšanu (sk. turpmāk).

Kā citur technikā (sk., piem., siksnu pārvados, 307. lpp.), arī šeit zaudējumu apmērus parasti izteicam ar lietderības reizuļu palīdzību. Pēc (V. 43.) form.: $\eta = 1 - \frac{\Sigma Z}{N_1}$, kur ar ΣZ apzīmēta zaudējumu summa un ar N_1 dzinējvārpstas jauda.

ΣZ šeit sastādas no minētās berzes pretestības, kas rodas no flanku savstarpējās slīdes, no gaisa (dažreiz arī pārvada kārbā esošās eļļas) pretestības un no berzes gultņos. Vispārīgi ņemot, šos zaudējumus var stipri samazināt labos zobratu pārvados — pat līdz 1...2%. Varētu tādēļ par zobratu pārvadu maksimalo η uzskatīt:

$$\eta_{max} \cong 0{,}98...0{,}99$$

ļoti rūpīgi apstrādātiem un montētiem pārvadiem slēgtā kārbā ar pastāvīgu eļļošanu (ātrskrejošiem pārvadiem ar eļļas strūklu zem spiediena).

Par minimalo η zobratu pārvadiem ar apstrādātiem zobiem varētu uzskatīt:

$$\eta_{min} \cong 0{,}94...0{,}95.$$

Tikai zobratu pārvadiem ar neapstrādātiem zobiem η ir zemāki, it sevišķi pirmajā laikā, kamēr zobi piestrādājas; šeit varētu rēķināties ar:

$$\eta \cong 0{,}9...0{,}95.$$

Pārnesuma skaitlis $i = \frac{z_2}{z_1}$.

Šeit var ņemt vai nu vienkāršas apaļas attiecības, piem.: 5:1, 3:1, 3:2 (resp. pretējos skaitļus 1:5, 1:3, 2:3 u. t. t.), vai arī stipri neapaļas attiecības: 39:17, 47:23, 75:31 u. t. t. (resp. pretējās attiecības). Pirmā gadijumā, acīmredzot, kaut kādi divi noteikti zobi katrā ratā nonāks biežī savstarpējā sazobē un tādēļ labāk piestrādāsies. Šādu gadijumu var pielaist, ja spēki pārvadā iedarbojas ļoti vienmērīgi, vai arī neapstrādātiem zobiem, ja aploces ātrumi ir nelieli; tad zobi ātrāk piestrādāsies. Kur mums, turpretim, ir darīšana ar ļoti mainīgiem spēkiem, triecieniem vai vispārīgi lielāku slodzi un ātrumu, tur labāk ņemt neapaļas attiecības, lai novērstu iespēju, ka vieni un tie paši zobi eventualu lielāku kļūdu summēšanās dēļ pārpūlētos, stiprāk nodiltu, vai arī varētu radīt periodiskas svārstības pārvada gaitā.

Pārnesuma *i* skaitliskās vērtības zobratu pārvadiem vispārējā mašinbūvniecībā cenšas neņemt lielākas par 5 : 1 līdz 7 : 1 (resp. mazākas par 1 : 5 līdz 1 : 7). Galvenais iemesls ir tas, ka mazajam ratam nav vēlams ņemt pārāk mazu zobu skaitu: 1) eventualo apakšgriezumu dēļ, kas prasa korrekturas; tas dod nenormalu zobu formu un mazāku ε; 2) mazā zobu skaita dēļ tie bieži nonāk sazobē, tādēļ ātrāk dilst; dilšanu paātrina vēl tas apstāklis, ka t. s. virsmas spiedieni starp zobu flankām (par kuriem runāsim turpmāk) šeit var būt ievērojami lieli, bet šie spiedieni noteic dilšanas ātrumu. Lieli (resp. mazi) pārnesumi tādēļ normali prasītu ļoti lielu zobu skaitu lielajam ratam, kas ar to saistīto relativi lielo izmēru dēļ bieži var radīt konstruktivas grūtības. Lēni kustinamiem rokas mechanismiem (piem., ceļammašinās), kur pielaiž ļoti mazus zobu skaitus mazajā ratā (līdz 3...4), vajadzības gadijumā var pielaist lielākus i — līdz i = 10 : 1...12 : 1.

Cits, pēdējā laikā techniskā praksē ļoti svarīgs gadijums, kur ņem ļoti lielus i, ir ļoti ātrskrejošie zobratu pārvadi tvaika turbinu, turbokompresoru, elektromotoru u. t. t. agregatos. Tur moduli parasti ir mazi, un tādēļ arī zobratu izmēri par spīti nepieciešamiem samērā lieliem zobu skaitiem mēreni; taisniem zobiem sastopami i = 10 : 1...12 : 1 un slīpiem zobiem pat līdz i = 15 : 1...30 : 1 izņēmuma gadijumos. Saprotams, tādi pārvadi prasa visrūpīgāko apstrādāšanu un samontēšanu specialfabrikās, kā arī specialus materialus un nevainojamu eļļošanu.

Minimalais zobu skaits.

Kā nupat sacīts, mazs zobu skaits nav vēlams. No otras puses no tīri konstruktivā viedokļa lieli zobu skaiti ratu lielo izmēru dēļ var būt ļoti neērti. Tādēļ vispārīgi — it sevišķi lielāku i gadijumā — jāturas pie principa, ka mazajam ratam jāņem pēc iespējas tāds minimals zobu skaits, kāds dotos apstākļos vēl pielaižams. Tādēļ arī technikā diezgan bieži rodas vajadzība pēc principiali nevēlamiem V ratiem un pārvadiem.

Rokas mechanismos, kur ātrumi ir ļoti mazi, var dažreiz pielaist $z_{min} = 3...4$, kaut gan normali zem $z_{min} = 10...12$ nav ieteicams iet. Mechaniski piedzītos pārvados ieteicams neņemt pēc iespējas zem $z_{min} = 18...20$; nepieciešamības gadijumā varētu pielaist $z_{min} = 12...15$. Ātrāk skrejošos t. s. darba pārvados (sk. turpmāk) nekad nav ieteicams lietot z mazākus par z_{rob}. Tādēļ šeit ieteicami $z_{min} = 25...30$, ja $\alpha = 20°$ un $z_{min} = 35...40$, ja $\alpha = 15°$. Ļoti ātrskrejošos, stipri slogotos darba pārvados mazajā zobratā pat sastopami $z = 40...60$. Jo lielāks ir z, salīdzinot ar z_{rob}, jo izdevīgāki ir dilšanas un pārseguma apstākļi; tādēļ z_{min} palielināšanas nepieciešamība līdz ar ātrskreju pilnīgi saprotama. Korrigētus V ratus šeit pēc iespējas nelieto (atskaitot specialus gadijumus, piem., zobratu eļļas pumpjus turbinām).

Zobratu materiali.

Visparastākais materials zobratu izveidošanai vispārējā mašinbūvniecībā mazākām un vidējām jaudām un ne pārāk lieliem aploces ātrumiem ir dažādu šķirņu ķets (ar minimalo $\sigma_B \cong 1200...2600$ kg/cm²). Ķetu viegli atliet; laba darba gadijumā tas dod diezgan gludas, līdzenas virsmas, kādēļ tas ir zinamā mērā vislabākais materials neapstrādātiem zobiem. Šajā ziņā tērauda lējums ir daudz sliktāks, jo tas atdziestot stiprāk deformējas un dod visai negludas virsmas, kaut gan tas ir daudz izdevīgāks stiprības ziņā, un tādēļ pielaiž vieglāku konstrukciju. Tomēr aprādīto trūkumu dēļ neapstrādātus tērauda lējuma zobus var ņemt tikai lēnskrejošos mechanismos zobratiem ar lieliem moduliem ($u_{max} \cong 1,5$ m/sec; ķetam $u_{max} \cong 2$ m/sec, sk. 600. lpp.).

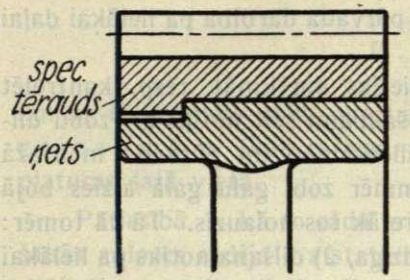
Lielākiem par 1,5...2 m/sec aploces ātrumiem, kā jau savā laikā bija teikts (sk. turpat), ieteicams ņemt apstrādātus zobus, pie kam parastos gadijumos materialus var ņemt tos pašus: ķetu vai tērauda lējumu; mazajam ratam stiprākās dilšanas dēļ bieži ņem labāku materialu [piem., tērauda lējumu ar $\sigma_B \cong 4500...5000$ kg/cm² lielajam ratam pret tērauda lējumu ar $\sigma_B \cong 5200...6000$ kg/cm² mazajam ra-

tam]. Svarīgākos, stiprāk piepūlētos pārvados bieži ieteicams lietot pat kaltu tēraudu vai specialu bronzu mazā rata izveidošanai.

Gadijumos, kur prasa absoluti klusu pārvada gaitu, pēdējā laikā mazos ratus ne sevišķi stipri slogotos ātrskrejošos pārvados gatavo arī no fibras vai mākslīgiem sveķiem (bakelita) un tam līdzīgām vielām, ar ko impregnē tekstilaudumu, koku u. t. t., un kas pazīstami tirgū ar dažādiem nosaukumiem: Textolite, Novotext, Unica, Silcurit, Turbax, Nicarta, Fabroil, Lignofol u. t. t. Šie materiali līdzinas stiprības ziņā parastajam ķetam vai pat pārsniedz to ($\sigma_B \cong 1400...1700$ kg/cm^2). Par pretratu vienmēr lieto metallisku ratu ar iespējami gludām zobu flankām.

Visi šie materiali savas lielās elastības dēļ sazobes laikā deformējas, izlīdzinot flanku kļūdas, un tādēļ pārvadu gaita ir ļoti klusa. Agrāk šim nolūkam bieži lietoja jēlmītās ādas zobratus; tagad to gan dara retāk. Bez tam vēl diezgan daudz lieto koka zobus, it sevišķi nelielo ūdens turbinu technikā (gan vairāk t. s. koniskos zobratos, sk. turpmāk). Tur lielais zobrats pārvadā sastāv no ķeta pamatķermeņa ar ligzdām, kurās ievieto no baltās skābardes (Carpinus betulus) vai cita sīksta koka izveidotus zobus, kas strādā kopā ar mazā rata ķeta zobiem (sk. turpmāk).

Ātrskrejošos un ļoti ātrskrejošos darba pārvados (tvaika turbinām, turbokompresoriem, elektromotoriem, automobiļiem, lidmašinu motoriem, elektriskām lokomotivēm u. t. t.), kur zobratiem uzstāda ļoti augstas prasības, arī materials jāņem attiecīgi augstvērtīgāks. Šeit lieto dažādus specialus tēraudus ar Mo, Si, Mn, Cr, Ni, V piemaisijumiem, vai arī dažādas termiski apstrādātas t. s. uzlabotās tērauda šķirnes; šo materialu σ_B bieži ļoti lieli; piem., materiali ar $\sigma_B \cong 7500...8500$ kg/cm^2 un vairāk mazajam ratam, un $\sigma_B \cong 6500...7500$ kg/cm^2 un vairāk lielajam ratam nav nekāds retums. Kur pārvadam uzstādītās prasības ir sevišķi augstas, piem., automobiļos, lidmašinu motoros, elektrisko tramvaju vai lokomotivu motoros (kur telpas ietaupijuma dēļ pārvads jāizveido mazs, bet slodze ir liela), tur bieži ieteicams vismaz mazo zobratu cementēt, lai dabūtu iespējami cietāku zoba virskārtu un mīkstu serdi. Noslīpējot zobus pēc novelšanas paņēmiena, mēs dabūjam ļoti precizi strādājošu un izturīgu pārvadu: mīkstā zobu serde neatļauj zobiem eventualu triecienu dēļ nolūzt, bet cietā virskārta pielaiž daudz augstākus virsmas spiedienus un samazina dilšanu (sk. turpmāk). Tādēļ šādā veidā apstrādātie zobi pat 3...4 reizes izturīgāki par zobiem no tā paša necementētā materiala. Tas pats sakams arī par mīkstāka materiala pretrata zobiem.



652. zīm.

Ļoti lieliem pārvadiem cementēšanu parasti gan nelieto cementēšanas procesā radīto zobu kļūdu dēļ, kas tur vairs nav tik viegli likvidējamas ar noslīpēšanu. Tur vienkārši ņem iespējami labāku materialu un atstāj to dabiskā stāvoklī.

Visu šo specialo materialu dārguma dēļ lielākus zobratus neizveido vienā gabalā, bet no diviem: rumbai, spieķiem un iekšējam lokam ņem lētu materialu — kaut ķetu, — un tikai ārējam lokam, kurā iestrādā zobus, ņem dārgo materialu (sk. 652. zīm.).

Konstruktivie aprēķini cilindriskiem zobratiem ar taisniem zobiem.

Pārvadu un to aprēķinu veidi.

Diemžēl, jāsaka, ka šajā ļoti svarīgajā jautājumā pat līdz šim laikam nav saskaņas par spīti ļoti daudziem teoretiskiem un empiriskiem pētijumiem. Gandrīz katrā publikacijā šo jautājumu aplūko lielākā vai mazākā mērā citādi, vai vismaz aprēķinos nepieciešamie skaitliskie koeficienti tur doti dažādi. Tādēļ, domājams, paies vēl labs laiks, kamēr šeit izkristallizēsies kaut kas kopējs. Pagaidām atliek vienīgi izvēlēties starp dažādiem ieteiktiem paņēmieniem tādus, kas no vienas puses pēc iespējas tuvāk pieskaņotos īstenībai, un no otras puses būtu pietiekoši vienkārši praktiskam nolūkam. No šī viedokļa neērts, piem., ir viens no jaunākiem paņēmieniem zobu aprēķinam, kas iziet ne tikai no statiskās, bet arī no papildu dinamiskās slodzes, un kas bazējas uz ASME (Amerikas mechanikas inženieru savienības) plašā mērogā izdarītiem eksperimentaliem pētijumiem. Tas no patlaban lietotiem paņēmieniem ir varbūt vislabāk pamatotais un pareizākais; tomēr tas prasa daudz papildu lielumu zināšanu, kas ne vienmēr ir konstruktora rīcībā, un bez tam ir arī diezgan sarežģīts.

Mēs mēģināsim atrisināt jautājumu iespējami vienkāršākā ceļā. Lai tad nenonāktu pārāk lielā pretrunā ar īstenību, pārvadi jāsadala pēc to īpašībām divās lielās grupās, kuru aprēķini atšķirsies. Šīs grupas ir: 1) t. s. spēka pārvadi; tajos darbīgie spēki ir relativi lieli, ātrumi relativi mazi, un to darbībā pa lielākai daļai rodas biežāki pārtraukumi; 2) t. s. darba pārvadi, kuros apstākļi ir pretēji: spēki

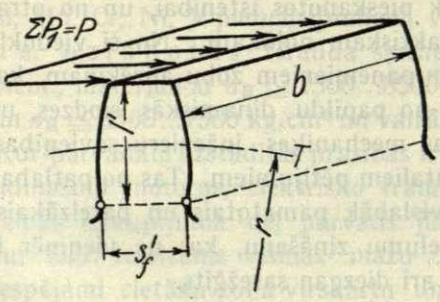
ir relativi mazi, ātrumi relativi lieli, un pārvada darbība pa lielākai daļai nepārtraukti turpinas ilgāku laiku.

Spēka pārvados mums pietiks aprēķināt, resp. kontrolēt zobu stiprību, lai tie nenolūztu. Neapšaubami šeit notiks arī zobu dilšana, un, — ja tikai zobi pareizi dimensionēti un pārvada montažā rupju kļūdu nav —, tad gandrīz vienmēr zobi galu galā aizies bojā tikai tādēļ, ka tie būs nodiluši; daudz retāk tos nolauzīs. Tā kā tomēr: 1) stiprības kontrole šeit tik un tā vajadzīga, 2) dilšana notiks pa lielākai daļai samērā lēni un 3) dilšanas kontrole parasti prasītu daudz labākus materialus, nekā tos spēka pārvados normali lieto, tad dilšanas aprēķinu šeit parasti nemaz neizdara.

Cita lieta ir ar darba pārvadiem. Ja jau spēka pārvados zobratu bojāšanās iemesls gandrīz vienmēr ir dilšana, bet ne lūzums, tad jo vairāk tas attiecas uz darba pārvadiem. Bet, kā prakse to rāda, zobu izturību pret dilšanu noteic galvenokārt virsmas spiede starp zobu flankām. Tādēļ aprēķināsim darba pārvados virsmas spiedi, lai tā nepārsniegtu zinamas praktiskas vērtības. Ļoti ātrskrejošos pārvados, kas pārnes lielas jaudas, vēl varētu krist svarā kontrole sasilšanai, kas rodas no berzes starp zobu flankām. Mazākos pārvados parasti var iztikt bez tās, it sevišķi, ja ātrumi nav pārāk lieli un ja ir gādāts par iespējami labāku eļļošanu.

Zobu stiprības aprēķins liecei.

Principiali šeit visiem paņēmieniem ir tas kopējais, ka aprēķina zobu liecei, resp. liecei + spiedei vai stiepei. Arī pamatformula gandrīz visiem paņēmieniem ir tā pati: $P = c \cdot b \cdot t$ (sk. turpmāk); tikai koeficienta c interpretacijā sastopama diezgan liela dažādība.



653. zīm.

Atradīsim vispirms šo pamatformulu elementarā veidā.

Pārnesamais aploces spēks P pēc (V. 3) form. (sk. arī 537. lpp.) ir:

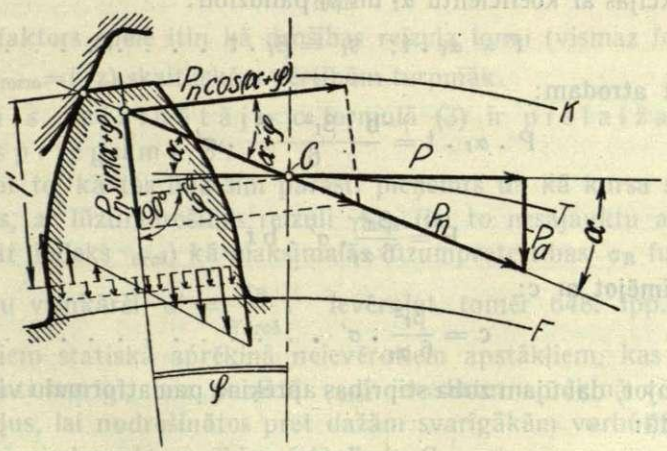
$$P = \frac{M_v}{r} = \frac{71620\,N}{n \cdot r}.$$

Ja mēs iedomājamies, ka šis spēks ir vienmērīgi sadalīts pa visu zoba dziļumu b: $\Sigma P_1 = P$ (sk. 653. zīm.) un darbojas tangenciālā virzienā zoba augšējā malā (patiesībā tā nav, sk. turpmāk), tad stiprības nolīdzinājums liecei ir, acīmredzot:

$$P \cdot l' = \frac{b \cdot s_f'^2}{6} \cdot \sigma' \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

kur ar l' apzīmēts zoba augstums līdz zoba bīstamam šķērsgriezumam (kur spriegums σ' ir vislielākais), un ar s_f' — zoba platums šajā vietā.

Patiesībā — kā to rāda arī (V. 3) formula — spēks P domāts velšanās aploces radija r atstatumā no rata centra O. Tādēļ tas var iedarboties uz zobu tikai velšanās punktā C, un līdz ar to lieces momentā plecs tur ir daudz mazāks par l'. Taisnība, ja sazobes līnija velšanās punktā nav normala pret radiju, bet veido ar to leņķi α, — kā tas, piem., ir praksē gandrīz vienīgi sastopamā evolventu sazobē —, tad tur nāk klāt otrs, radiali virzītais spēks $P_a = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$ [sk. (VIII. 13) nol.], kas rada papildu spiedes spriegumus zobā; bet leņķa α samērā nelielās vērtības dēļ šie spriegumi neatsver lieces spriegumu samazināšanos īsākā pleca dēļ. Ja mēs tālāk aplūkojam neizdevīgāko stāvokli, piem., kad dzītā rata zobs iesāk sazobi, t. i. spēks iedarbojas tieši galvas stūrī, tad, piem., evolventu sazobes gadījumā (kāds parādīts 654. zīm.) viegli redzēt, ka arī šeit mēs nedabūjam tik neizdevīgus apstākļus, kādi bija pieņemti, uzstādot lieces stiprības (1) nolīdzinājumu. Uz zoba stūri iedarbojas šajā gadijumā konstantais normalspēks: $P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$ [sk. (VIII. 13) nol.]. Pārnesam to līdz krustošanās punktam ar zoba simmetrijas līniju (kas veido leņķi φ ar centru līniju OC) un sadalam to tangencialā un radialā komponentēs. Ģeometriski viegli redzēt, ka tangencialā komponente būs:



654. zīm.

$$P_n \cdot \cos(\alpha + \varphi) = \frac{P \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} < P.$$

Tā tad liecēja spēks ir mazāks par P, kad spēks iedarbojas zoba stūrī. Kā no skices redzams, plecs ir arī mazāks par l'; tādēļ lieces moments ir noteikti mazāks par $P \cdot l'$ (1) formulā. Radialā komponente būs:

$$P_n \cdot \sin(\alpha + \varphi) = \frac{P \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} > P_a,$$

tā tad ir lielāka par P_a. Tomēr arī šeit, salīdzinot ar lieces momenta radītiem spriegumiem, spiedes spriegumi no šīs komponentes ir relativi nesvarīgi. Rēķinot ar mūsu vienkāršo lieces formulu (1), mēs tādēļ jau tūliņ ievedam zinamu rezervi. Šī rezerve vēl palielinas tā apstākļa dēļ, ka praksē vienmēr lietotam pārsegumam $\varepsilon > 1$ sazobes sākumā (kad spēks iedarbojas uz zoba stūri) iepriekšējais, vai pat divi iepriekšējie zobu pāri vēl nav beiguši sazobi; tādēļ P sadalas pa minimali diviem zobiem, un faktiskais spēks uz vienu zobu iznāk mazāks.

No otras puses, dalijumu un flanku kļūdas var nupat sacīto padarīt illuzorisku. Bez tam šīs kļūdas, kā arī eventualas montažas nepareizības var radīt paātrinājumus un triecienus, kas vairākkārt palielina statiski noteikto aploces spēku P. Šis spēks tādēļ vienu otru reizi pat j ā p a l i e l i n a (resp. jāsamazina pielaižamie spriegumi), lai šos apstākļus ievērotu (sk. turpmāk).

Pārveidosim tagad mūsu stiprības nolīdzinājumu (1):

$$P \cdot l' = \frac{b \cdot s_f'^2}{6} \cdot \sigma' .$$

Izteiksim plecu l' un zoba biezumu bīstamā šķērsgriezumā s_f' kā t funkcijas ar koeficientu α_f un β_f palīdzību:

$$l' = \alpha_f \cdot t; \quad s_f' = \beta_f \cdot t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

ievietojot atrodam:

$$P \cdot \alpha_f \cdot t = \frac{b \cdot \beta_f^2 \cdot t^2}{6} \cdot \sigma'$$

vai:

$$P = \frac{\beta_f^2}{6\,\alpha_f} \cdot \sigma' \cdot b\,t.$$

Apzīmējot ar c:

$$c = \frac{\beta_f^2}{6\,\alpha_f} \cdot \sigma' \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

un ievietojot, dabūjam zoba stiprības aprēķina pamatformulu visvienkāršākā veidā:

$$P = c\,b\,t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Aplūkosim drusku tuvāk šīs formulas koeficientu [sk. (3) formulu]:

$$c = \frac{\beta_f^2}{6\alpha_f} \cdot \sigma'.$$

Kā redzams, tas sastādas no 2 reizinātājiem (pirmais savukārt no vairākiem citiem) $\frac{\beta_f^2}{6\alpha_f}$ un σ'. Pirmo apzīmēsim ar c_1, un tā pretējo vērtību ar γ_{form}, ko nosauksim par zoba formfaktoru:

$$c_1 = \frac{\beta_f^2}{6\alpha_f} = \frac{1}{\gamma_{form}}; \quad \gamma_{form} = \frac{6\alpha_f}{\beta_f^2} \cdot \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

c_1, resp. γ_{form} atkarājas tikai no β_f un α_f, un tie savukārt tikai no zoba formas [sk. (2) nol. un 653. zīm.]. Ja sazobes veids ir dots (praktiski sastapsim gandrīz tikai evolventu sazobi), tad normala augstuma un platuma zobiem bez apakšgriezuma zobu forma atkarājas praktiski gandrīz vienīgi no zobu skaita; citiem vārdiem — varētu dot $\gamma_{form} \cong f(z)$ veidā. Nenormaliem zobiem ar neparastiem zobu augstumiem un platumiem, korrekturām, apakšgriezumiem vai neparastām nedarbīgo kāju flanku formām (piem., tādām, kas rodas no neparasti veidotiem darba rīku galvu pagarinājumiem vai neparastas modeļa izveidošanas) tādu funkciju gan nav iespējams dot, resp. to var darīt tikai noapaļotā, tuvinā veidā (nedarbīgo kāju flanku formu variaciju dēļ, kas rodas no dažādi veidotiem darba rīkiem, pat normalu zobu gadijumā nelielas diferences funkcijas vērtību skaitliskā ziņā vienmēr būs sastopamas).

Ievietojot (3) formulā izteiksmes $\frac{6\alpha_f}{\beta_f^2}$ vietā γ_{form}, mēs dabūjam:

$$c = \frac{\sigma'}{\gamma_{form}},$$

t. i.: formfaktors spēlē itin kā drošības reizuļa lomu (vismaz formali).

Par $\gamma_{form} = f(z)$ skaitliskām vērtībām turpmāk.

Otrais reizinātājs c formulā (3) ir pielaižamais lieces spriegums σ'.

Izteicot to, kā tas līdz šim parasti pieņemts un kā kursa sākumā bija minēts, ar lūzumdrošības reizuli $\gamma_{droš}$ (lai to nesajauktu ar γ_{form}, pielikts klāt indeks $_{droš}$) kā maksimalās lūzumpretestības σ_B funkciju, mēs dabūtu vienkārši: $\sigma' = \frac{\sigma_B}{\gamma_{droš}}$. Ievērojot tomēr 648. lpp. sacīto par dažādiem statiskā aprēķinā neievērotiem apstākļiem, kas praksē ir dažreiz ļoti svarīgi, bez parastā $\gamma_{droš}$ ievedīsim aprēķinā vēl dažus citus reizuļus, lai nodrošinātos pret dažām svarīgākām varbūtībām un kaut tuvīni pieskaņotu aprēķinu īstenībai.

Pirmā kārtā šeit minams aploces ātruma u iespaids. Jo lielāks ir u, jo ļaunākas sekas rada flanku un vispārīgi sazobes kļūdas (triecienu iespaids ir apm. proporcionals u^2), kas tādēļ prasa pielaižamā sprieguma samazināšanu. Lai to izdarītu, ievedīsim aprēķinā vēl otru koeficientu

$$c_2 = f(u) < 1 .$$

Par $c_2 = f(u)$ veidu sk. turpmāk.

Tālāk lielāku pārsegumu ε gadijumā dažreiz ieteicams ievērot to apstākli, ka slodze P uz zobu samazinas, sadaloties pa diviem vai pat trim zobu pāriem. To var izdarīt ar trešā koeficienta

$$c_3 = f(\varepsilon) > 1$$

palīdzību. Par c_3 vērtībām sk. turpmāk.

Beidzot var vēl izrādīties par nepieciešamu palielināt pašu (statiski aprēķinātu) aploces spēku P, reizinot to ar kādu koeficientu $\lambda > 1$, citiem vārdiem — ievest (4) formulā P vietā $P \cdot \lambda$. Tādā veidā mēs kaut tuvīni varam ievērot ļoti nevienmērīgas vai triecienveida slodzes iespaidu vai arī lielos papildu (dinamiskos) spēkus iekustināšanas un apturēšanas laikā tādos gadijumos, kur ar zobratiem piedzen smagas mašinas ar lielām masām (piem., krānus, velmēšanas ierīces, elektriskās lokomotives u. t. t.).

Ievērojot visu sacīto, t. i. ievietojot (4) formulā $P = c\,b\,t$: P vietā $P \cdot \lambda$;

$$c = \frac{\beta_f^2}{6\,\alpha_f} \cdot \sigma' \quad \text{vietā:}$$

$$\frac{\beta_f^2}{6\,\alpha_f} = c_1 = \frac{1}{\gamma_{form}} = f(z); \qquad \sigma' = \frac{\sigma_B}{\gamma_{droš}} \cdot c_2 \cdot c_3 ,$$

kur $c_2 = f(u)$ un $c_3 = f(\varepsilon)$, mēs dabūjam:

$$P = c \cdot b \cdot t = \frac{\sigma_B}{\lambda \cdot \gamma_{droš}} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b\,t , \quad \ldots \quad (6)$$

$$\text{kur:} \quad c = \frac{\sigma_B}{\lambda \cdot \gamma_{droš}} \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 = \frac{\sigma_B}{\lambda \cdot \gamma_{droš} \cdot \gamma_{form}} \cdot c_2\, c_3 \quad \ldots \quad (7)$$

(7) formulā ietilpstošo koeficientu skaitliskie dati, resp. empiriskās formulas.

Spēka koeficientu λ varētu pieņemt apmēram:

mechaniski piedzītiem pārvadiem	$\lambda \cong$	1	1,3	2 līdz 3*
rokas pārvadiem	$\cong$	0,9	1,15	1,25 —
ja darbs ir		viegls (rets P_{max})	vidējs	smags (biežs P_{max})

*) *kur jāiekustina lielas masas.*

Drošības reizuli γ_{dros} dod dažādu — robežās no apm. 3...11 atkarībā no apstākļiem. Varētu pieņemt apmēram:

a) Ja pārvadā ir tikai viens ratu pāris un maksimalā slodze rodas pamazām — Amerikas prakses dati:

$\gamma_{droš} \cong 4$ kaltam tēraudam — $\gamma_{droš} \cong 3$

$\gamma_{droš} \cong 5{,}5$ tērauda lējumam, ķetam

b) Tāpat, bet ja maksimalā slodze rodas pēkšņi

$\gamma_{droš} \cong 5$ kaltam tēraudam — $\gamma_{droš} \cong 4$

$\gamma_{droš} \cong 7$ tērauda lējumam, ķetam

c) Ja pārvadā ir vairāki rati un maksimalā slodze rodas pamazām [visiem ratu pāriem, atskaitot pirmo, kuram jāņem a) dati]

$\gamma_{droš} \cong 6{,}5$ kaltam tēraudam — $\gamma_{droš} \cong 5$

$\gamma_{droš} \cong 9{,}5$ tērauda lējumam, ķetam

d) Tāpat, bet ja maksimalā slodze rodas pēkšņi

$\gamma_{droš} \cong 8$ kaltam tēraudam — $\gamma_{droš} \cong 6$

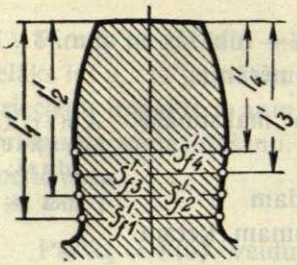
$\gamma_{droš} \cong 11$ tērauda lējumam, ķetam

Formkoeficientu (formfaktoru) $\gamma_{form} = \frac{6\,\alpha_f}{\beta_f^2}$ [sk. (5) nol.], kur

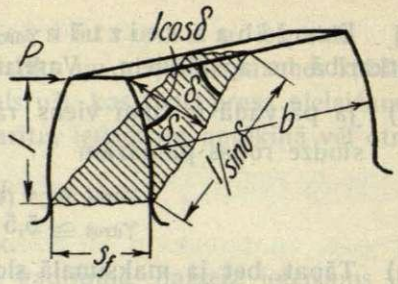
$$\alpha_f = \frac{l'}{t} \quad \text{un} \quad \beta_f = \frac{s_f'}{t}$$

[sk. (2) nol.], kā 649. lpp. jau teikts, normaliem zobiem vismaz apmēram varētu dot kā zobu skaita funkciju: $\gamma_{form} \cong f(z)$; atkarībā no izveidošanas paņēmiena, darba rīka formas u. t. t. nelielas skaitliskas atšķirības gan būs nenovēršamas. Dažāda veida nenormaliem zobiem turpretim vērtības var iznākt pavisam citādas. Tādēļ vispārīgi ieteicams pēc eventualas iepriekšējas γ_{form} pieņemšanas no kādām tabulām vai diagrammām vēlāk kontrolēt tā vērtību grafiskā ceļā, uzzīmējot zobu lielā mērogā un aprēķinot γ_{form} kā f (l') dažādiem atstatumiem no zoba galvas l' (655. zīm.). Maksimalā vērtība, kas viegli noteicama, zīmējot f (l') līkni, tuvīni būs meklētais γ_{form}.

γ_{form} tabulas vai diagrammas atrodamas konstrukciju rokas grāmatās. Vispārīgi ņemot, normaliem apstrādātiem zobiem γ_{form} vērtības svārstas robežās no apm. 15,5 līdz 6,5, ja $\alpha = 20°$ un no apm. 17,5 līdz 7,5, ja $\alpha = 15°$, pie kam līdz ar z pieaugumu γ_{form} samazinas. Pavisam rupjiem, iepriekšējiem aprēķiniem varētu pieņemt neatkarīgi no z un α apmēram:



655. zīm.



656. zīm.

neapstrādātiem evolventu zobiem ($\alpha_f \cong 0{,}7$; $\beta_f \cong 0{,}5$) $\gamma_{form} \cong 17$; apstrādātiem evolventu zobiem ($\alpha_f \cong 0{,}64$; $\beta_f \cong 0{,}52$) $\gamma_{form} \cong 14$.

Ātruma iespaida koeficientu $c_2 = f(u)$ pa lielākai daļai dod pēc Barth'a priekšlikuma kā šādu funkciju:

$$c_2 = \frac{A}{A+u} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Konstanti A dod ļoti dažādu; piem., ten Bosch's ieteic ātrumiem $u \leqslant 11$ m/sec $A = 11$.

Barth's ieteica līdz $u \leqslant 12$ m/sec $A = 3$ (to varētu lietot parasta izpildījuma zobratiem).

Ļoti rūpīgi izpildītiem zobratiem līdz $u \leqslant 20$ m/sec varētu ņemt $A = 6$ (Amerikas prakses dati).

Reuleaux ieteica $A = 10$.

Citāda veida formulas ātruma iespaida koeficienta aprēķinam dod, piem., AGMA (American Gear Manufacturers' Association); lieliem ātrumiem ($u \geqslant 20$ m/sec) un ļoti rūpīgi izpildītiem zobratiem:

$$c_2 = \frac{5{,}5}{5{,}5 + \sqrt{u}}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

un zobratiem no elastīgā materiala (Textolite, Novotext u. t. t., sk. 644. lpp.):

$$c_2 = \frac{0{,}75}{1+u} + 0{,}25 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Pārseguma iespaida koeficienta $c_3 = f(\varepsilon)$ pa lielākai daļai nemaz neieved aprēķinos, jo tas ir > 1 un tādēļ samazina drošību; bez tam tas tik un tā tikai pēc nojautas pieņemams, jo zobu skaits, kas vienā laikā uzņem slodzi, visu laiku svārstas. Ir ieteiktas vērtības apm.:

$$c_2 \cong (0{,}8 \ldots 0{,}9)\,\varepsilon,$$

ja ε ir liels un ja zobi ļoti pareizi apstrādāti.

Izteiksim tālāk (4) formulā: $P = c \cdot b \cdot t$ zoba dziļumu b kā f (t) ar koeficientu Ψ:

$$b = \Psi t \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Tad mēs dabūjam ērtāku pamatformulas veidu:

$$P = c \Psi t^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Par zoba dziļumu (resp. koeficienta Ψ vērtību) mēs 526...527. lpp. jau runājām (dažus datus par Ψ, resp. b izvēli ātrskrejošiem zobratiem dosim turpmāk 688...691.lpp.: neapstrādātiem, lēni rotējošiem zobratiem ar taisniem zobiem: $\Psi = 2...2{,}5$ (...3); apstrādātiem zobratiem ar taisniem zobiem atkarībā no u: $\Psi = 3...6$ (...10...12); apstrādātiem zobratiem ar slīpiem zobiem atkarībā no u pat līdz $\Psi = 40$.

Galvenais iemesls, kādēļ līdz ar apstrādāšanas un montažas precizitati var ņemt lielākus zobu dziļumus, ir skaidrs. Pārvados ar neapstrādātiem, ne visai rūpīgi montētiem zobratiem nevar garantēt par zobu saskaršanos pa visu zobu dziļumu b; tad zobi var eventuali saskarties tikai vienā stūrī un nolūzt. Tādēļ lielus b šeit nav ieteicams lietot. Tomēr laikam nav vajadzības pieturēties pie maksimalās robežas $b = 1{,}4$ t, kas iznāk pēc elementarās teorijas, ja tikai ratu montažā nav pielaistas pārāk rupjas kļūdas: jau diezgan ātrā laikā zobi piestrādāsies un saskarsies pietiekošā dziļumā.

Piezīme. Elementarā teorija aprēķina izdevīgāko (resp. maksimali ieteicamo) zoba dziļumu b, pieņemot, ka P iedarbojas zoba stūrī (sk. 656. zīm.) un nolauž zobu pa svītroto plakni, ko tuvīni uzskatam par taisnstūri.

Lieces moments ir apmēram:

$$P \cdot l \cdot \cos \delta.$$

Pretestības moments ir apm.:

$$\frac{l}{6 \sin \delta} \cdot s_f^2.$$

Stiprības nolīdzinājums ir tādēļ:

$$Pl \cdot \cos \delta = \frac{l}{6 \sin \delta} \cdot s_f^2 \cdot \sigma',$$

vai:

$$P = \frac{s_f^2 \cdot \sigma'}{3 \sin 2\delta}.$$

P ir minimums, ja $\delta = 45°$:

$$P_{min} = \frac{s_f^2 \cdot \sigma'}{3};$$

ar tādu spēku var nolauzt zobu, ja P iedarbojas stūrī.

Pieņemot, ka P vienmērīgi sadalas pa visu zoba dziļumu b, mēs 647. lpp. atradām (1) formulu:

$$Pl = \frac{b \cdot s_f^2 \cdot \sigma'}{6}$$

(ievietojot l' un s_f' vietā l un s_f, kā 656. zīm.).

Zobi vienādi pretosies stūra spēkam un vienmērīgi sadalītam spēkam, ja $P_{min} = P$, t. i. ja:

$$\frac{s_f^2 \sigma'}{3} = \frac{b \cdot s_f^2 \cdot \sigma'}{6l},$$

vai ja:

$$b = 2l$$

Tas ar agrāk visvairāk lietoto zoba augstumu $l \cong 0{,}7\ t$ dod

$$b \cong 1{,}4\ t$$

kā maksimali ieteicamo b.

Atvietosim tālāk (12) formulā P ar:

$$\frac{M_v}{r} = \frac{2 \cdot M_v}{z \cdot m}$$

[sk. (VIII. 3) formulu; šeit ar M_v apzimēts vērpes moments], un t ar $m\pi$ [sk. (VIII. 2) formulu].

Tad mēs dabūjam:

$$\frac{2\,M_v}{zm} = c\Psi m^2 \pi^2,$$

vai:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2\,M_v}{\pi^2 c \Psi z}},$$

resp.:

$$m \cong 0{,}587 \sqrt[3]{\frac{M_v}{c\Psi z}}\ cm.$$

Tā kā m o d u l u izteic pa lielākai daļai mm-os, rezultats jāreizina ar 10; tad dabūjam:

$$m = 5{,}87 \sqrt[3]{\frac{M_v}{c\Psi z}}\ mm. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Atvietojot tālāk no (V. 3) formulas:

$$M_v = 71620\ N/n\ kgcm$$

un izrēķinot skaitlisko koeficientu, dabūjam otru, aprēķiniem varbūt drusku ērtāku formulu:

$$m \cong 244 \sqrt[3]{\frac{N}{c\Psi zn}} \text{ mm} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

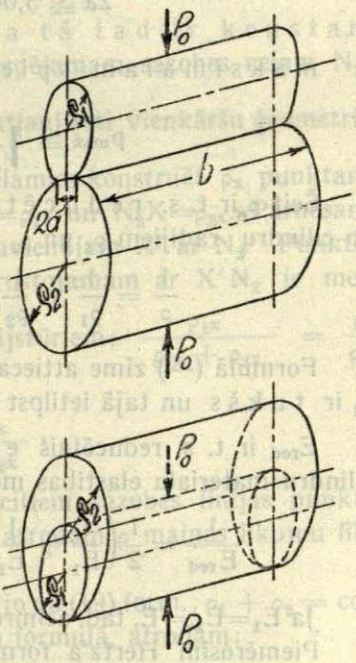
Ar šo formulu palīdzību var noteikt nepieciešamo m o d u l u spēka pārvadam.

Normalais aprēķina ceļš būs parasti tāds, ka pieņem Ψ un z, kā arī zobrata materialu (resp. σ_B), un tad no (7) formulas tuvīni noteic c (pieņemot no attiecīgo datu tabulām vai diagrammām λ, γ_{form}, c_2 un c_3 tuvinās vērtības). Tad aprēķina m no (13) vai (14) formulas; zinot līdz ar to rata izmērus un īsto u, kontrolē c; vajadzības gadijumā aprēķinu atkārto. Ja rata izmēri neapmierina, var mainīt Ψ vai z un izdarīt aprēķinu no jauna. Vajadzības gadijumā var ņemt arī citādu materialu, mainot līdz ar to σ_B, tā tad arī tam proporcionalo c [sk. (7) formulu].

Kā (13), resp. (14) formulu uzbūve rāda, Ψ vai materiala (t. i. σ_B) maiņa samērā nedaudz iespaido m. Ja, piem., Ψ palielinas 2 reizes, tad m samazinas līdz $\sqrt[3]{\frac{1}{2}} \cong 0{,}8$ iepriekšējās vērtības, tā tad tikai par apm. 20%; tas pats notiek, ja palielinam σ_B, resp. tam proporcionalo c divas reizes.

Jau lielāku iespaidu atstāj z m a i ņ a; ja z palielinam, piem., 2 reizes, tad līdz ar to, kā 651. lpp. redzējām, samazinas γ_{form}, resp. p a l i e l i n a s c. Tā tad šajā gadijumā saucējā divi reizinātāji palielinas reizē, tādā veidā efektivāk samazinot m.

Kā redzams, a r ī s t i p r ī b a s v i e d o k l i s p r a s a p ē c i e s p ē j a s l i e l ā k u z o b u s k a i t u. B ī s t a m ā k s a r v i e n i r z o b r a t s a r m a z ā k o z o b u s k a i t u.



657. zīm.

Zobu aprēķins virsmas spiedei.

T e o r e t i s k i e p a m a t i.

Kā mēs jau 646. lpp. redzējām, d a r b a p ā r v a d u s ieteicams aprēķināt virsmas spiedei, kas noteic zobu dilšanu. Maziem un vidējiem

pārvadiem parasti nekāds cits aprēķins vai kontrole nav vajadzīga; tikai lielākiem ātrskrejošiem pārvadiem eventuali vēl jāizdara sasilšanas kontrole.

Izejas punkts aprēķinam virsmas spiedei ir Hertz'a pētijumi par spiedes spriegumu sadalijumu, ja divus bezgalīgi garus cilindrus ar parallelām asīm saspiež spēki P_o (sk. 657. zīm.). Mēs jau reiz aplūkojām šo gadijumu rullīšu gultņu teorijā (sk. 506. lpp.), un tādēļ šeit tikai atliek atkārtot tur sacīto: materialu elastības dēļ mēs nedabūjam līnijas saskari starp cilindriem, bet gan saskari pa noteikta platuma 2a laukumiņu, pie kam tur spiedieni sadalas nevienmērīgi ar p_{max} vidū. Ja mēs aplūkojamo (no bezgalīgi gariem cilindriem izgriezto) cilindru garumu apzīmējam ar b, tad (pēc Hertz'a) dabūjam šādas izteiksmes apstākļu izpētīšanai:

laukuma platumam 2a:

$$2a \cong 3{,}046 \sqrt{\frac{P_o \cdot \rho}{b \cdot E_{red}}}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

maksimalam spiedes spriegumam p_{max}:

$$p_{max} \cong \sqrt{\frac{0{,}175 \cdot P_o \cdot E_{red}}{b \cdot \rho}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

Šeit ρ ir t. s. reducētais lieces radijs, kas aprēķinams no cilindru radijiem ρ_1 un ρ_2 pēc formulas:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad \text{resp.:} \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\pm \rho_1 + \rho_2} \quad \ldots\ldots \quad (17)$$

Formulā (—) zīme attiecas uz gadijumu, ja viens cilindrs ar radiju ρ_2 ir tukšs un tajā ietilpst otrs, normals cilindrs (sk. 657. zīm.).

E_{red} ir t. s. reducētais elastības moduls, ko aprēķina no cilindru materialu elastības moduliem E_1 un E_2 pēc formulas:

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right), \quad \text{resp.:} \quad E_{red} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad \ldots \quad (18)$$

Ja $E_1 = E_2, = E$, tad, acīmredzot, $E_{red} = E$ (t. i. ja materiali ir vienādi).

Piemērosim Hertz'a formulas evolventu sazobei, kas gandrīz vienīgā sastopama darba pārvados. Pie tam aplūkosim galvenokārt praksē daudz svarīgāko ārējo sazobi (var, saprotams, analoģiskā kārtā izpētīt arī iekšējo sazobi).

Ārējai sazobei, kā teikts, (17) formulā jāņem + zīme, t. i.:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

jo tur, kā savā laikā redzējām (sk. 566. lpp.), vienmēr saskaras divas konveksas virsmas. Iekšējā sazobē, kur saskaras konveksa ar konkavu virsmu (sk. 578. lpp.), jāņem turpretim (—) zīme.

ρ_1 un ρ_2 ir, acīmredzot, mainīgi lielumi, proti — evolventu flanku momentanie lieces radiji zobu saskaršanās punktā. Bet tie ir viegli atrodami (sk. 658. zīm.). Kā mēs savā vietā teicām, aplūkojot evolventu (sk. 540. lpp.), tās momentanais lieces centrs vienmēr atrodas līknes veidošanas relatīvās kustības polā, resp. punktā, kur veidotāja taisne (resp. sazobes līnija) pieskaras pamataplocei; citiem vārdiem, lieces centrs atrodas punktā N. Pirmā zoba evolventai lieces centrs būs N_1, otrā zoba evolventai — N_2. Sazobes, resp. zobu saskaršanās punktam atrodoties momentanā stāvoklī X, pietiek izmērot atstatumus līdz N_1 un N_2, lai atrastu $\rho_{1x} = N_1X$ un $\rho_{2x} = N_2X$ (sk. 658. zīm.). No skices tālāk redzams, ka [sk. arī (VIII. 4) formulu: $i = r_2/r_1$]:

$$\rho_1 + \rho_2 = \text{const} = (r_1 + r_2) \sin \alpha = r_1 (1 + i) \sin \alpha \quad \ldots\ldots \quad (19)$$

Abu lieces radiju summa tā tad ir konstants lielums un līdzinas maksimalam iespējamam sazobes ceļam N_1N_2.

(17) formula $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ atļauj ļoti vienkāršu ģeometrisku konstrukciju. Iedomāsimies, ka mēs vēlamies konstruēt ρ_x punktam X uz sazobes līnijas. Kā redzējām, $N_1X = \rho_{1x}$ un $N_2X = \rho_{2x}$. Pārnesam X ar ρ_{1x} no centra N_1 uz N_1O (r_{g1}) un savienojam X′ ar N_2. Punktā X vilktā perpendikula nogrieznis līdz krustojamam ar $X'N_2$ ir meklētais ρ_x, kā tas redzams no līdzīgiem trijstūriem: $\frac{\rho_{1x}}{\rho_{1x} + \rho_{2x}} = \frac{\rho_x}{\rho_{2x}}$, resp.:

$$\rho_x = \frac{\rho_{1x} \cdot \rho_{2x}}{\rho_{1x} + \rho_{2x}}.$$

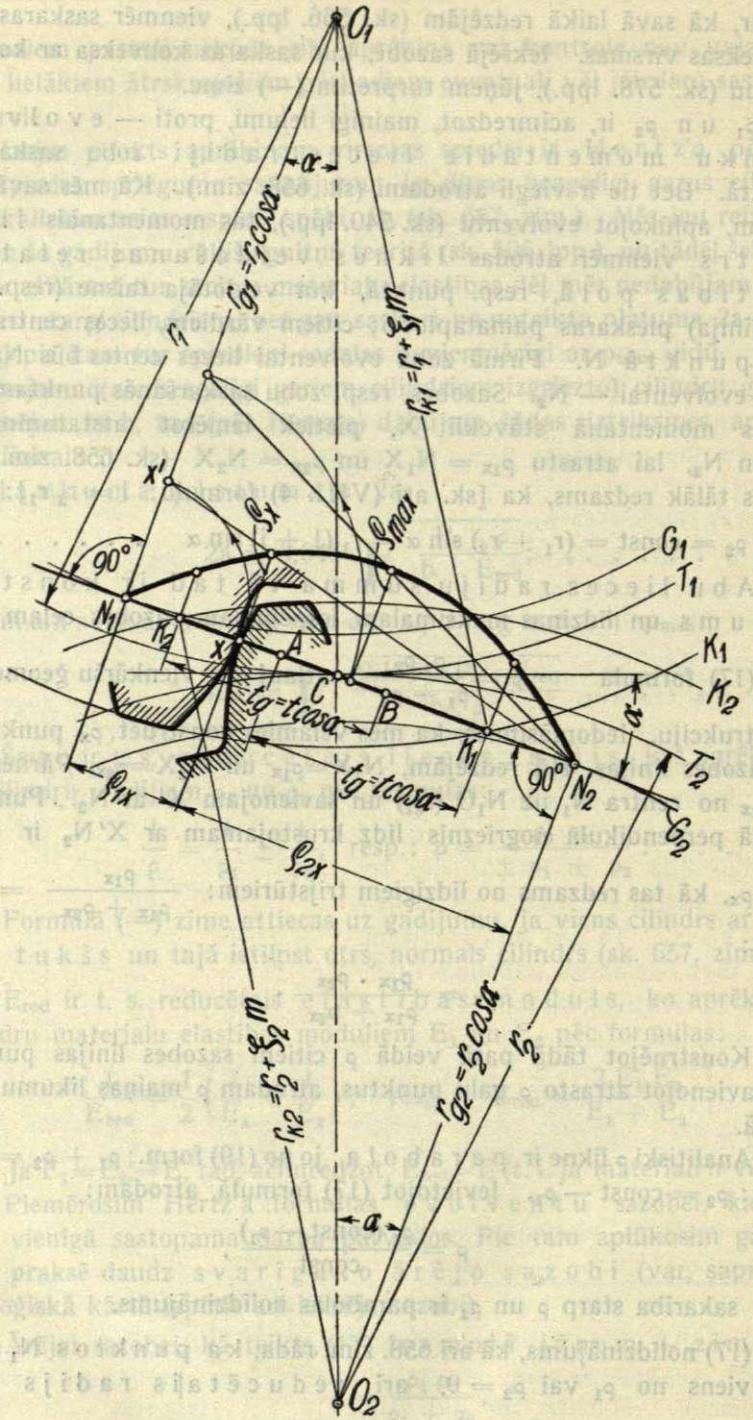
Konstruējot tādā pašā veidā ρ citiem sazobes līnijas punktiem un savienojot atrasto ρ galu punktus, atrodam ρ maiņas likumu līknes veidā.

Analitiski ρ līkne ir parabola, jo no (19) form.: $\rho_1 + \rho_2 = \text{const}$, resp.: $\rho_2 = \text{const} - \rho_1$. Ievietojot (17) formulā, atrodam:

$$\rho = \frac{\rho_1 (\text{const} - \rho_1)}{\text{const}},$$

t. i. sakarība starp ρ un ρ_1 ir parabolas nolīdzinājums.

(17) nolīdzinājums, kā arī 658. zīm. rāda, ka punktos N_1 un N_2, kur viens no ρ_1 vai $\rho_2 = 0$, arī reducētais radijs $\rho = 0$.


O_1
α
r_1
$\varrho_{1x}=r_1\cos\alpha$
$r_{k1}=r_1+\xi_1 m$
x'
ϱ_x
ϱ_{max}
90°
G_1
T_1
N_1
K_2
x
A
K_1
K_2
C
$tg-t\cos\alpha$
B
x
K_1
T_2
90°
N_2
ϱ_{1x}
$tg-t\cos\alpha$
G_2
ϱ_{2x}
$r_{k2}=r_2+\xi_2 m$
$r_{g2}=r_2\cos\alpha$
r_2
a
O_2

658. zīm.

ρ līkne tālāk ir pilnīgi simmetriska, jo (17) formulā ρ_1 un ρ_2 ietilpst simmetriskā veidā; tādēļ ρ maksimums atrodas vidējā attālumā starp N_1 un N_2 (vispārīgi tā tad ne velšanās punktā; tas notiks tikai tad, ja $r_1 = r_2$).

ρ_{max} vērtība viegli atrodama, ievietojot (17) formulā no (19) form.:

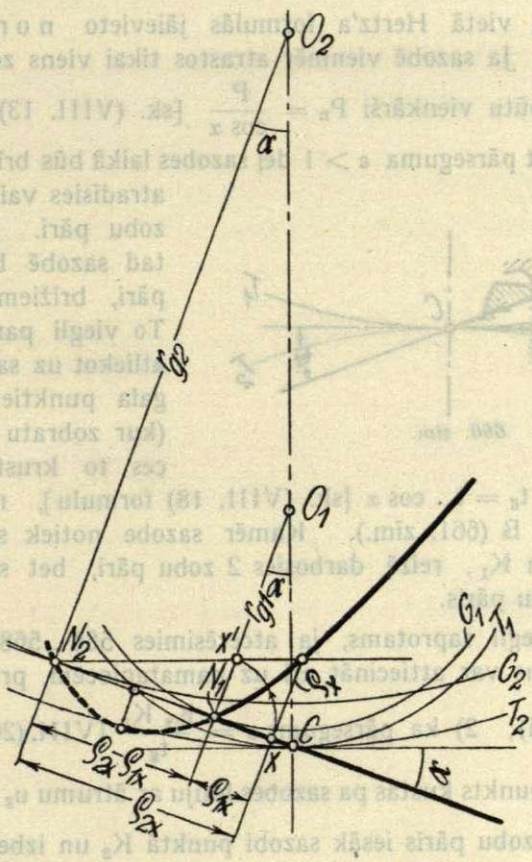
$$\rho_1 = \rho_2 = \frac{(r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha}{2} = \frac{r_1 (1 + i) \cdot \sin\alpha}{2}.$$

Tad dabūjam:

$$\rho_{max} = \frac{r_1^2 (1 + i)^2 \cdot \sin^2\alpha}{4 r_1 (1 + i) \cdot \sin\alpha}$$

vai:

$$\rho_{max} = \frac{r_1 (1 + i) \cdot \sin\alpha}{4} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$



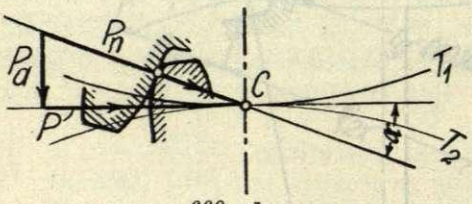
659. zīm.

Kā redzams, ρ_{max} līdzinas vienai ceturtdaļai $N_1 N_2$.

Piezīme. Iekšējā sazobē ar (17) formulu: $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 - \rho_1}$ mēs dabūjam citādus ρ maiņas apstākļus. Jau pati formula rāda, ka ar tādiem pašiem ρ_2 un ρ_1 reducētais radijs ρ iznāk ievērojami lielāks, jo saucējā ir ρ_2 un ρ_1 diference, bet ne summa. To rāda arī grafiskā konstrukcija (659. zīm.). Līkne arī šeit ir parabola (tas pierādams kā agrāk); tās virsotne atrodas vidū starp N_2 un N_1 $\frac{1}{4}(\rho_2 - \rho_1)$ atstatumā no līnijas $N_1 N_2$, un no N_1 līkne strauji ceļas uz augšu.

ρ līkni var konstruēt analoģiski agrākam. Tā kā, pamatojoties uz 578. lpp. sacīto, mēs varam izmantot sazobes līniju, tikai sākot ar N_1 uz leju, tad tas ir vienīgais punkts, kur $\rho = 0$ (jo tur $\rho_1 = 0$). Tālāk ρ visu laiku pieaug un tiecas uz $\rho_{max} = \infty$.

Spēka P_0 vietā Hertz'a formulās jāievieto normalspēks starp zobiem. Ja sazobē vienmēr atrastos tikai viens zobu pāris, tad normalspēks būtu vienkārši $P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$ [sk. (VIII. 13) formulu un 660. zīm.]. Bet pārseguma $\varepsilon > 1$ dēļ sazobes laikā būs brīži, kad sazobē atradīsies vairāk par vienu zobu pāri. Ja $2 > \varepsilon > 1$, tad sazobē brīžiem būs 2 pāri, brīžiem viens pāris. To viegli parādīt grafiski: atliekot uz sazobes ceļa no gala punktiem K_2 un K_1 (kur zobratu galvas aploces to krusto) uz vienu vai otru pusi $t_g = t \cdot \cos \alpha$ [sk. (VIII. 18) formulu], mēs atradīsim punktus A un B (661. zīm.). Kamēr sazobe notiek starp K_2 un A vai starp B un K_1, reizē darbosies 2 zobu pāri, bet starp A un B tikai viens zobu pāris.

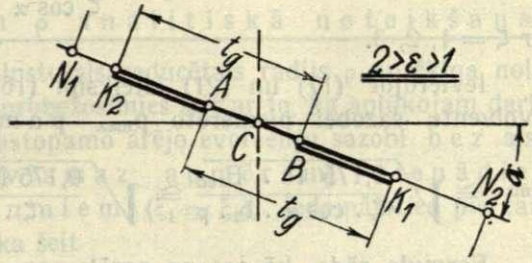


660. zīm.

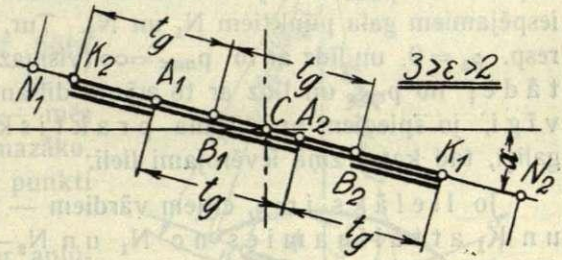
Tas ir viegli saprotams, ja atcerēsimies 566...568. lpp. sacīto: 1) ka dalijumus var attiecināt arī uz pamataplocēm, proti — rēķināt ar t_g (t vietā); 2) ka pārsegums $\varepsilon = \frac{K_2 K_1}{t_g}$ [VIII. (20) formula] un 3) ka sazobes punkts kustas pa sazobes līniju ar ātrumu $u_g = \frac{2\pi \cdot r_{g1} \cdot n_1}{60}$. Aplūkojamais zobu pāris iesāk sazobi punktā K_2 un izbeidz to punktā K_1. Kad sazobes punkts nogājis ceļu t_g, t. i. atrodas punktā B, tad nāko-

šais zobu pāris iesāk sazobi, jo tad tas atrodas tādā pašā relativā stāvoklī, kā aplūkojamais pāris sākumā (kad sazobes punkts bija K_2). Tādēļ, sākot ar šo momentu līdz aplūkojamā pāra sazobes beigām punktā K_1, sazobē atradīsies divi zobu pāri — aplūkojamais un nākošais.

Iepriekšējais zobu pāris atradīsies tādā pašā momentanā relativā stāvoklī kā aplūkojamais, ja no kāda sazobes līnijas punkta atliekam t_g pret sazobes punkta kustības virzienu (skicē pa kreisi). Tā tad šis pāris izbeigs sazobi punktā A, kas atrodas t_g atstatumā no K_1; citiem vārdiem: kamēr aplūkojamā pāra sazobes punkts noiet ceļu K_2 A, sazobē atradīsies arī divi zobu pāri — aplūkojamais un iepriekšējais. Kā redzams, mēs dabūjam divus periodus — K_2A un BK_1 — kur sazobē atrodas divi zobu pāri, un vienu periodu — AB — vidū, kur strādā tikai aplūkojamais zobu pāris.



661. zīm.



662. zīm.

Ja $\alpha = 20°$, tad, kā savā vietā redzējām (582. lpp.), normaliem zobiem ($k_1 = k_2 = m$) $\varepsilon_{max} \cong 1{,}98$; tā tad ε ir vienmēr mazāks par 2, un tādēļ nupat aplūkotais gadijums atbilst šādam sazobes leņķim. Ja $\alpha = 15°$, tad normaliem zobiem, kā redzējām, $\varepsilon_{max} \cong 2{,}54$; tādēļ dažreiz varam dabūt gadijumu $2 < \varepsilon < 3$ (lieliem z, resp. arī i).

Šo gadijumu var aplūkot analoģiski nupat izdarītam (sk. 662. zīm.), atliekot no K_2 un K_1 pa diviem t_g uz vienu vai otru pusi; ar agrākiem analoģiskiem prātojumiem viegli pierādīt, ka šeit būs 3 periodi (sākumā, beigās un vidū) ar 3 zobu pāriem sazobē, un 2 periodi ar 2 zobu pāriem sazobē.

Ievērojot nupat sacīto par periodisko zobu pāru skaitu maiņu, kas atrodas sazobē, principiali Hertz'a formulās spēka P_o vietā

jāievieto ne P_n, bet $P_n/\zeta = \frac{P}{\zeta \cos \alpha}$, kur ζ ir koeficients 1, 2 vai 3, kas norāda uz patlaban sazobē esošo zobu pāru skaitu. Tā tad principiali jāņem:

$$P_o = \frac{P}{\zeta \cos \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

ar $\zeta = 1, 2, 3$.

Ievietojot (17) un (21) izteiksmi (16) formulā, atrodam ārējai evolventu sazobei piemēroto p_{max} p a m a t f o r m u l u:

$$p_{max} \cong \sqrt{\frac{0{,}175\ P \cdot E_{red}}{\zeta \cdot \cos \alpha \cdot b \cdot \rho}} \cong \sqrt{\frac{0{,}175\ P \cdot E_{red} \cdot (\rho_1 + \rho_2)}{\zeta \cdot \cos \alpha \cdot b \cdot \rho_1 \rho_2}} \quad . \quad (22)$$

Formula rāda, kā tas no agrāk par ρ noteikšanu sacītā skaidrs, ka p_{max} m a i n a s s a z o b e s l a i k ā. Tālāk redzams, kādu lielu iespaidu uz p_{max} atstāj tuvošanās sazobes ceļa teoretiski maksimali iespējamiem gala punktiem N_1 un N_2. Tur, kā 657. lpp. redzējām, ρ_1, resp. $\rho_2 = 0$, un līdz ar to $p_{max} = \infty$ (vismaz teoretiski). R o b e ž r a t i t ā d ē ļ no p_{max} un līdz ar to arī no dilšanas viedokļa n a v i z d e v ī g i, jo spiedieni un dilšana p r a k t i s k i var būt, ja arī ne bezgalīgi, tad katrā ziņā ievērojami lieli.

Jo l i e l ā k s i r ρ, citiem vārdiem — j o t ā l ā k m ē s a r K_2 u n K_1 a t t ā l i n a m i e s n o N_1 u n N_2—, j o m a z ā k s i r p_{max} (sk. 658. zīm.); bet tas mums no izturības viedokļa ir visai svarīgi. To sasniegt var vai nu ar zoba galvas augstuma samazināšanu, vai arī ar zobu skaita palielināšanu. Pirmo līdzekli mūsu laikos jau diezgan plaši praktizē (saīsinātie zobi ar k=0,8 m Amerikā jau normēti). Nelaime šeit ir tikai tā, ka tad mazam zobu skaitam pārsegums ε var iznākt pārāk mazs; tādēļ zobu saīsināšana darba pārvados gandrīz automatiski saistīta ar otru minēto līdzekli, proti — z o b u s k a i t a p a l i e l i n ā š a n u. Palielinot z, samazinas m un līdz ar to visi galvenie zoba izmēri (tā tad arī k un galvas aploces r_k), un mēs tāpat attālinamies no N_1 un N_2. Pārsegums turpretim palielinas (sk. 581. lpp.). Tādēļ d a r b a p ā r v a d o s, kur mums dilšana ir sevišķi nepatīkama, vispārīgi ņemot, zobu skaiti ir samērā lieli (kā 643. lpp. jau teikts, kur bija dotas z_{min} vērtības), un moduli samērā mazi; parasti $m \cong 2 \ldots 8$. Lai rati ar šādiem maziem m varētu pārnest iespējami lielākas jaudas un lai nevajadzētu p ā r s p ī l ē t i palielināt z (kas dotu pārāk lielus konstruktivus ratu izmērus), tad darba pārvados bieži ņem ļoti lielus dziļumus b, resp. Ψ (sk. 527. un 653. lpp.); tas, saprotams, prasa ļoti rūpīgu apstrādāšanas darbu, montažu un eļļošanu.

Principiali mēs tā tad atradām tādu pašu rezultatu kā 655. lpp. zoba lieces aprēķinā; ne tikai stiprības viedoklis, bet arī maksimalā spiediena (resp. dilšanas) apstākļi prasa iespējami lielāku zobu skaitu.

Reducētā radija ρ analitiskā noteikšana.

p_{max} formulā (22) ietilpstošais reducētais radijs ρ aprēķina nolūkiem jānoteic analitiski. Aprobežosimies šeit ar to, ka aplūkojam darba pārvados gandrīz vienīgi sastopamo ārējo evolventu sazobi bez asu pārbīdes un ar (vismaz apmēram) vienādiem zobu galvu augstumiem ($\xi_1 \cong \xi_2$), iedomājoties pie tam, ka $2 > \varepsilon > 1$. Skaidrs, ka šeit sacīto ar attiecīgām modifikacijām var attiecināt arī uz ikkatru citu gadijumu.

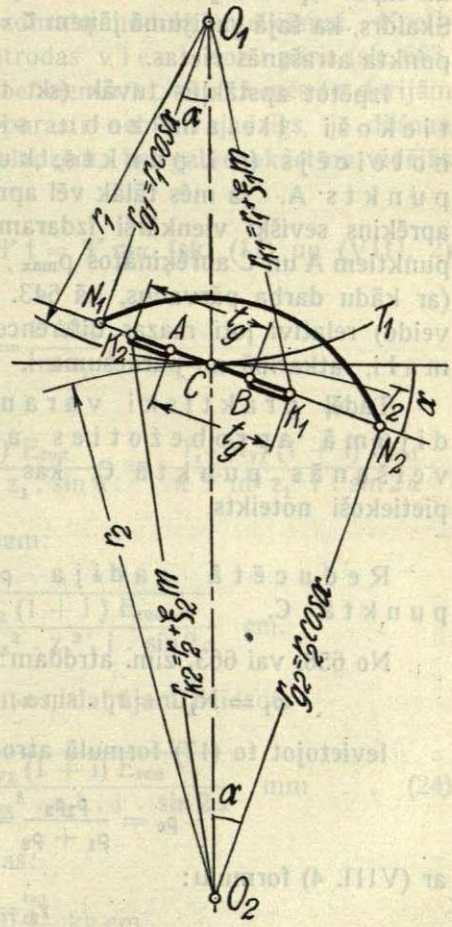
Teoretiski runājot, šeit būtu aplūkojami divi punkti. Ja — kā vienmēr līdz šim — mēs skaitam pirmo ratu par mazāko, un ja $\xi_1 \cong \xi_2$, tad šie punkti būtu (sk. 663. zīm.):

1) punkts K_2, kur aplūkojamais zobu pāris iesāk sazobi, jo tur ρ ir minimals (tādēļ, ka K_2 atrodas vistuvāk savam N punktam). Šeit (22) formula dod maksimalo p_{max} vērtību. Tikai nav jāaizmirst, ka šajā punktā sazobē atrodas 2 zobu pāri un ka tādēļ (22) formulā jāņem $\zeta = 2$.

Savelkot reizinātājus ζ un ρ kopā, varētu teikt, ka formali šeit var pielaist divreiz mazāku ρ, nekā to dod (17) formula

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Tad (22) formulu varētu rakstīt bez koeficienta ζ neatkarīgi no tā,



663. zīm.

vai darbojas 1 vai 2 zobu pāri; tas mums ir ērti grafiskai salīdzināšanai, sk. turpmāk;

2) punkts A, kur iepriekšējais zobu pāris izbeidz sazobi un darbojas vienīgi aplūkojamais zobu pāris, tā tad $\zeta = 1$; šādam sazobes stāvoklim ρ ir vismazākais un tādēļ p_{max} vislielākais.

Viss tas, saprotams, attiecas tikai uz gadijumu, kad $\xi_1 \cong \xi_2$. Ja zobu galvu augstumi ievērojamāk atšķiras (piem., korrigētos ratos), tad viegli var gadīties, ka ρ iznāk mazāki punktos K_1 un B, nekā punktos K_2 un A respektivi. Tādos gadijumos, saprotams, vienmēr jāņem tie punkti, kur ρ mazāks, resp. p_{max} lielāks.

Tāpat, ja aplūkotu gadijumu $3 > \varepsilon > 2$, jāņem vai nu K_2 vai K_1 un tāpat A_1 vai B_2 atkarībā no tā, kur ρ iznāk mazāks (sk. 662. zīm.). Skaidrs, ka šajā gadijumā jāņem $\zeta = 3$, resp. 2 atkarībā no aplūkojamā punkta atrašanās vietas.

Izpētot apstākļus tuvāk (sk. turpmāk), var pierādīt, ka pietiekoši lielam zobu skaitam mazajā ratā z_1 noteicējs (t. i. punkts, kur p_{max} ir vislielākais) ir punkts A. Ja mēs tālāk vēl aprēķinātu ρ velšanās punktam C, kur aprēķins sevišķi vienkārši izdarams, un salīdzinātu pēc (22) form. punktiem A un C aprēķinātos p_{max}, tad mēs dabūtu pietiekoši lielam z_1 (ar kādu darba pārvadus, kā 643. un 662. lpp. redzējām, vienmēr izveido) relativi ļoti mazas diferences, proti līdz 5...6% maksimali, atkarībā no pārnesuma i.

Tādēļ praktiski varam pietiekoši liela z_1 gadijumā aprobežoties ar to, ka aprēķinam p_{max} velšanās punktā C, kas relativi vienkārši izdarams un ir pietiekoši noteikts.

Reducētā radija ρ_c noteikšana velšanās punktā C.

No 658. vai 663. zīm. atrodam:

$$\rho_1 = N_1C = r_1 \cdot \sin\alpha; \qquad \rho_2 = N_2C = r_2 \cdot \sin\alpha.$$

Ievietojot to (17) formulā atrodam:

$$\rho_c = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{r_1 r_2 \cdot \sin\alpha}{r_1 + r_2};$$

ar (VIII. 4) formulu:

$$r_2 = i\,r_1$$

un (VIII. 3) formulu:

$$r_1 = \frac{m z_1}{2}$$

atrodam tālāk:

$$\rho_c = \frac{r_1 . i . \sin \alpha}{1 + i} = \frac{m z_1 . i . \sin \alpha}{2 (1 + i)} \quad , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

t. i. reducēto radiju velšanās punktā C.

Zobrata modula noteikšana

Ar šo ρ_c no (22) formulas

$$p_{max} = \sqrt{\frac{0{,}175\ P . E_{red}}{\zeta . \cos \alpha . b . \rho}}$$

viegli atrast formulu aprēķinamā zobrata modula noteikšanai. Koeficients ζ ir šeit: $\zeta = 1$, jo sazobē atrodas v i e n s zobu pāris (sk. 663. zīm.). Palielināt spēku P ar kādu koeficientu $\lambda > 1$, kā mēs to darijām lieces aprēķinā (sk. 650. lpp.), šeit parasti nebūs vajadzīgs, jo dilšana atkarājas ne no īslaicīgām papildu slodzēm, bet galvenokārt no vidējās konstantās slodzes.

Ievietojot (22) formulā: $b = \Psi t = \Psi m \pi$ [sk. (11) un (VIII. 2) formulas], un (kā 654. lpp.):

$$P = \frac{M_{v1}}{r_1} = \frac{2 M_{v1}}{m z_1},$$

dabūjam:

$$p_{max}^2 = \frac{0{,}175 . 2 M_{v1} . 2 (1 + i) E_{red}}{m z_1 . \cos \alpha . \Psi . m \pi . m z_1 . \sin \alpha} = \frac{1{,}4 M_{v1} (1 + i) E_{red}}{\pi \Psi m^3 z_1^2 i . \sin 2\alpha} .$$

Aprēķinot no šejienes m, atrodam:

$$m \cong 0{,}764 \sqrt[3]{\frac{M_{v1} (1 + i) E_{red}}{\Psi . p_{max}^2 . z_1^2 . i . \sin 2\alpha}} \text{ cm.}$$

Izteicot kā parasts modulu mm-os, dabūjam beidzot:

$$m \cong 7{,}64 \sqrt[3]{\frac{M_{v1} (1 + i) E_{red}}{\Psi . p_{max}^2 . z_1^2 . i . \sin 2\alpha}} \text{ mm} \quad . \quad . \quad (24)$$

Ievietojot vēl no (V. 3) formulas:

$$M_{v1} = 71620 \frac{N}{n_1} \text{ kg cm},$$

atrodam praktiskai lietošanai varbūt vēl ērtāku izteiksmi:

$$m \cong 317{,}6 \sqrt[3]{\frac{N\,(1+i)\,E_{red}}{n_1 \cdot \Psi \cdot p_{max}^2 \cdot z_1^2 \cdot i \cdot \sin 2\alpha}} \text{ mm} \quad . \quad (25)$$

(24) un (25) formulas uzbūve rāda, ka vislielāko iespaidu uz m (tā samazināšanās ziņā) atstāj p_{max} un z_1 palielināšana, jo abi šie lielumi ietilpst saucējā kvadratā. Kas attiecas uz z_1 palielināšanas vēlamību, tad par to mēs jau vairākkārt runājām, starp citu arī, aplūkojot p_{max} formulu (22) [662...663. lpp.]; tā tad šeit nekā negaidīta nav.

p_{max} palielināšanas vēlamība prasa, acīmredzot, augstvērtīgus materialus, kas eventuali ir termiski apstrādāti, vai zobus ar cementētām virsmām. Kā mēs 644. lpp. teicām, cementēšana palielina zobu izturību pret dilšanu dažreiz 3...4 kārtīgi, un tādēļ to plaši lieto stipri slogotos darba pārvados, kur izmēri jāsamazina līdz minimalai robežai.

Skaitliski p_{max} vērtības pielaiž diezgan augstas — līdz apm. 2/3 materiala tecēšanas robežas σ_s, t. i.:

$$p_{max} \leqslant \sim \tfrac{2}{3}\sigma_s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Papildinājums. Zobu aprēķins virsmas spiedei, izejot no reducētiem lieces radijiem punktos K_2 un A (sk. 658. vai 663. zīm.).

ρ_{k_2} aprēķins punktā K_2.

No 663. zīm. redzams, ka:

$$\rho_2 = K_2N_2 = \sqrt{(r_2 + \xi_2\, m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha}\ ;$$

$$\rho_1 = N_1K_2 = N_1N_2 - K_2N_2 =$$

$$= (r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha - \sqrt{(r_2 + \xi_2\, m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha}\ .$$

Ievietojot to (17) formulā:

$$\rho = \frac{\rho_1\,\rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

atrodam:

$$\rho_{k_2} = \frac{\sqrt{(r_2+\xi_2\, m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha}\ \cdot\ [(r_1+r_2) \cdot \sin\alpha - \sqrt{(r_2+\xi_2 m)^2 - r_2^2 \cdot \cos^2\alpha}\,]}{(r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha}.$$

Ievietojot tālāk no (VIII. 3) un (VIII. 4) formulām:

$$r_2 = i \cdot r_1 \quad \text{un} \quad r_1 = \frac{mz_1}{2},$$

atrodam:

$$\rho_{k_2} = \text{vai} \begin{matrix} \rightarrow r_1 \\ \rightarrow \frac{mz_1}{2} \end{matrix} \Bigg\} \cdot$$

$$\cdot \frac{\sqrt{\left(i+\frac{2\xi_2}{z_1}\right)^2 - i^2 \cdot \cos^2\alpha} \cdot \left[(1+i) \cdot \sin\alpha - \sqrt{\left(i+\frac{2\xi_2}{z_1}\right)^2 - i^2 \cdot \cos^2\alpha}\right]}{(1+i) \cdot \sin\alpha} \quad (27)$$

Apzīmējot vienkāršības dēļ sarežģīto bezdimensijas izteiksmi ar $\frac{1}{W_{k_2}}$, t. i.:

$$\frac{1}{W_{k_2}} =$$

$$= \frac{\sqrt{\left(i+\frac{2\xi_2}{z_1}\right)^2 - i^2 \cdot \cos^2\alpha} \cdot \left[(1+i) \cdot \sin\alpha - \sqrt{\left(i+\frac{2\xi_2}{z_1}\right)^2 - i^2 \cdot \cos^2\alpha}\right]}{(1+i) \cdot \sin\alpha}, \quad (27a)$$

mēs varam izteikt ρ_{k_2} vienkāršāk kā r_1 resp. $\frac{mz_1}{2}$ funkciju:

$$\rho_{k_2} = \text{vai} \begin{matrix} \rightarrow r_1 \\ \rightarrow \frac{mz_1}{2} \end{matrix} \Bigg\} \cdot \frac{1}{W_{k_2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (27b)$$

Koeficients $\frac{1}{W_{k_2}}$, kā redzams, ar doto α un ξ_2 atkarājas no z_1 un i; tā tad tas ir noteicams atsevišķi katram zobu skaitam un pārnesumam.

ρ_A aprēķins punktā A.

No 663. zīm. redzams, ka:

$$\rho_1 = N_1A = N_1K_1 - AK_1 = \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} - t \cdot \cos\alpha;$$

$$\rho_2 = N_1N_2 - N_1A = (r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha - \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} + t \cdot \cos\alpha.$$

Ievietojot to (17) formulā:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad \text{atrodam:}$$

$$\rho_A = \frac{[\sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} - t \cdot \cos\alpha] \cdot}{(r_1 + r_2) \cdot}$$

$$\cdot \frac{[(r_1 + r_2) \cdot \sin\alpha - \sqrt{(r_1 + \xi_1 m)^2 - r_1^2 \cdot \cos^2\alpha} + t \cdot \cos\alpha]}{\cdot \sin\alpha} \cdot$$

Ievietojot kā agrāk:

$$r_2 = i \cdot r_1, \quad r_1 = \frac{m z_1}{2} \quad \text{un} \quad t = m\pi,$$

atrodam:

$$\rho_A = \text{vai} \begin{matrix} \rightarrow r_1 \\ \rightarrow \frac{m z_1}{2} \end{matrix} \Bigg\} \cdot \frac{\left[\sqrt{\left(1 + \frac{2\xi_1}{z_1}\right)^2 - \cos^2\alpha} - \frac{2\pi\cos\alpha}{z_1}\right] \cdot}{(1 + i) \cdot}$$

$$\cdot \frac{\left[(1 + i) \cdot \sin\alpha - \sqrt{\left(1 + \frac{2\xi_1}{z_1}\right)^2 - \cos^2\alpha} + \frac{2\pi\cos\alpha}{z_1}\right]}{\cdot \sin\alpha} \quad \ldots \quad (28)$$

Apzīmējot atkal vienkāršības dēļ sarežģīto bezdimensijas izteiksmi ar $\frac{1}{W_A}$, t. i.:

$$\frac{1}{W_A} = \frac{\left[\sqrt{\left(1 + \frac{2\xi_1}{z_1}\right)^2 - \cos^2\alpha} - \frac{2\pi\cos\alpha}{z_1}\right] \cdot}{(1 + i) \cdot}$$

$$\cdot \frac{\left[(1 + i) \cdot \sin\alpha - \sqrt{\left(1 + \frac{2\xi_1}{z_1}\right)^2 - \cos^2\alpha} + \frac{2\pi\cos\alpha}{z_1}\right]}{\cdot \sin\alpha}, \quad \ldots \quad (28a)$$

mēs varam izteikt ρ_A vienkāršāk kā r_1 resp. $\frac{m z_1}{2}$ funkciju:

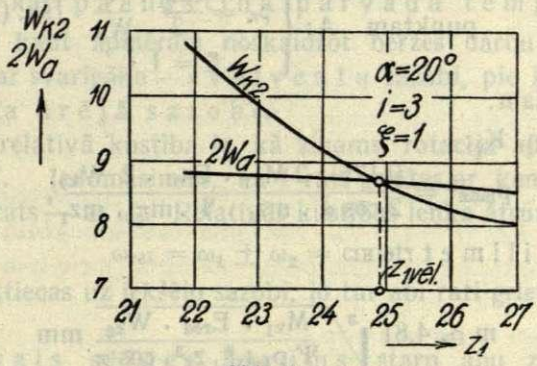
$$\rho_A = \text{vai} \begin{matrix} \rightarrow r_1 \\ \rightarrow \frac{m z_1}{2} \end{matrix} \Bigg\} \cdot \frac{1}{W_A} \quad \ldots \ldots \quad (28b)$$

Arī šeit $1/W_A$ ar doto α un ξ_1 atkarājas no z_1 un i, un tādēļ atsevišķi noteicams katram zobu skaitam un pārnesumam.

Ja mēs no (27a) un (28a) formulas noteiktu n o r m a l a m z o b u a u g s t u m a m (t. i. $\xi_1 = \xi_2 = 1$) $1/W_{k_2}$ un $1/W_A$, resp. W_{k_2} un W_A vērtības leņķiem $\alpha = 20°$ un $\alpha = 15°$ ar dažādiem z_1 un i, tad tiem pašiem apstākļiem no (27b) un (28b) formulām varētu noteikt arī attiecīgos ρ_{k_2} un ρ_A un no (22) formulas p_{max} vērtības punktos K_2 un A. Par pamatu zobratu aprēķinam jāņem tas p_{max}, kas iznāk lielāks. Ja

abos punktos sazobē atrastos vienāds zobu pāru skaits, p_{max} būtu lielāks tur, kur ρ ir mazāks, resp. kur koeficients W ir lielāks. Bet tā kā punktā K_2 2 zobu pāri ir sazobē, tad, kā jau 663. lpp. teikts, tur formali varam pielaist ρ divreiz mazāku, resp. W_{k_2} divreiz lielāku; ja mēs tādēļ vēlamies salīdzināt p_{max} punktos K_2 un A, mums jāsalīdzina W_{k_2} ar $2W_A$; lielākais skaitlis dos arī lielāko p_{max}.

Skaitliskā izpētīšana dod īsumā šādus rezultatus: ar kādu dotu α un i (664. zīm. parādīti apstākļi ar $\alpha = 20°$ un $i = 3$) līdz ar z_1 pieaugumu W_{k_2} ievērojami krīt, $2W_A$ turpretim relativi maz mainas. Kādam $z_{1\,vēl}$ (vēlamam zobu skaitam) līknes krustojas, un, sākot ar šo zobu skaitu, par noteicēju top punkts A (sk. 664. lpp.); bet, kā teicām, to var atvietot ar punktu C, izdarot relativi nelielu kļūdu.



664. zīm.

Tikai maziem zobu skaitiem noteicējs ir punkts K_2; bet lielā W_{k_2}, tā tad arī lielā p_{max} dēļ tie darba pārvados, kā vairākkārt teikts, nav vēlami un normali nav pielaižami.

Vēlamie minimalie zobu skaiti $z_{vēl}$ (sākot ar kuriem par noteicēju aprēķinā top punkts A) ir šādi:

ar $\alpha = 20°$ un $\xi = 1$: i = 1 2 3 4 5 6 8 10 12;
$z_{vēl} = 18$ 23 25 27 28 28 29 29 30;

— — — — — — — — — — — — — — — — — —

ar $\alpha = 15°$ un $\xi = 1$: (ja šeit $i > 3$, pārsegums $\varepsilon > 2$; tad, tabulā salīdzināts $2W_{k_2}$ ar $3W_A$, saskaņā ar atbilstošiem $\xi = 3$ un 2):

i = 1 5 8 10 12;
$z_{vēl} = 32$ 35 39 40 40.

Zobu aprēķins, pamatojoties uz ρ punktos K_2 un A, izdarams analoģiski gadijumam ar ρ punktā C (sk. 665. lpp.). Pietiek ievietot (22) formulā:

$$p_{max} = \sqrt{\frac{0{,}175\ P \cdot E_{red}}{\zeta \cdot \cos\alpha \cdot b \cdot \rho}};$$

kā agrāk:

$$b = \Psi t = \Psi \cdot m\pi;$$

$$P = \frac{M_{v1}}{r_1} = \frac{2\,M_{v1}}{mz_1};$$

$$\text{punktam } K_2: \begin{cases} \rho_{k2} = \dfrac{mz_1}{2} \cdot \dfrac{1}{W_{k2}} & \text{[sk. (27b) nol.]}; \\ \zeta = 2 \cdot \end{cases}$$

$$\text{punktam } A: \begin{cases} \rho_a = \dfrac{mz_1}{2} \cdot \dfrac{1}{W_A} & \text{[sk. (28b) nol.]}; \\ \zeta = 1 \cdot \end{cases}$$

Tad atrodam:

1) punktam K_2:

$$p_{max}^2 = \frac{0{,}175 \cdot 2\,M_{v1} \cdot E_{red} \cdot 2\,W_{k2}}{2\cos\alpha \cdot mz_1 \cdot \Psi \cdot m\pi \cdot mz_1},$$

un modulu milimetros:

$$m \cong 4{,}81 \sqrt[3]{\frac{M_{v1} \cdot E_{red} \cdot W_{k2}}{\Psi\, p_{max}^2 \cdot z_1^2 \cdot \cos\alpha}}\ \text{mm} \quad \ldots\ (29)$$

Ievietojot tālāk kā 665. lpp.: $M_{v1} = 71620\ N/n_1$ kg/cm, atrodam aprēķinam ērtāku izteiksmi:

$$m \cong 199{,}5 \sqrt[3]{\frac{N \cdot E_{red} \cdot W_{k2}}{n_1 \cdot \Psi \cdot p_{max}^2 \cdot z_1^2 \cdot \cos\alpha}}\ \text{mm} \quad \ldots\ (30)$$

ar W_{k2} no (27a) formulas.

2) punktam A atrodam analoģiski:

$$p_{max}^2 = \frac{0{,}175 \cdot 2\,M_{v1} \cdot E_{red} \cdot 2\,W_A}{\cos\alpha \cdot mz_1 \cdot \Psi \cdot m\pi \cdot mz_1},$$

un modulu milimetros:

$$m \cong 6{,}06 \sqrt[3]{\frac{M_{v1} \cdot E_{red} \cdot W_A}{\Psi \cdot p_{max}^2 \cdot z_1^2 \cdot \cos\alpha}}\ \text{mm} \quad \ldots\ (31)$$

Ar $M_{v1} = 71620\ N/n_1$ kg cm atrodam beidzot:

$$m \cong 251{,}5 \sqrt[3]{\frac{N \cdot E_{red} \cdot W_A}{n_1 \cdot \Psi \cdot p_{max}^2 \cdot z_1^2 \cdot \cos\alpha}}\ mm \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

ar W_A no (28a) formulas.

Zobu berzes darbs; sasilšana un zobu dilšana.

Teoretiskā izpētīšana.

Kā mēs vairākkārt runājām (sk., piem., 519. un 535. lpp.), starp zobiem, atskaitot vēlšanās punktu C, sazobes laikā notiek slīde, un tādēļ tur iedarbojas arī berze. Tā kā t. s. šķidro berzi (starp eļļošanas materiala daļiņām) šeit gandrīz nav iespējams sasniegt, tad berzes dēļ notiks zobu dilšana; bez tam caur berzi zaudētā enerģija pārvēršas siltumā, kas paaugstina pārvada temperaturu.

Mēģināsim kaut apmēram noskaidrot berzes darbu; aprobežosimies pētijumā ar svarīgāko — evolventu sazobi, pie kam galvenokārt būs domāta ārējā sazobe.

Abu ratu relativā kustība ir, kā zinams, rotacija ap polu (velšanās punktu) C. Iedomāsimies, ka I rats griežas ar konstantu leņķa ātrumu ω_1, II rats — ar ω_2. Relativās kustības leņķa ātrums tādēļ būs:

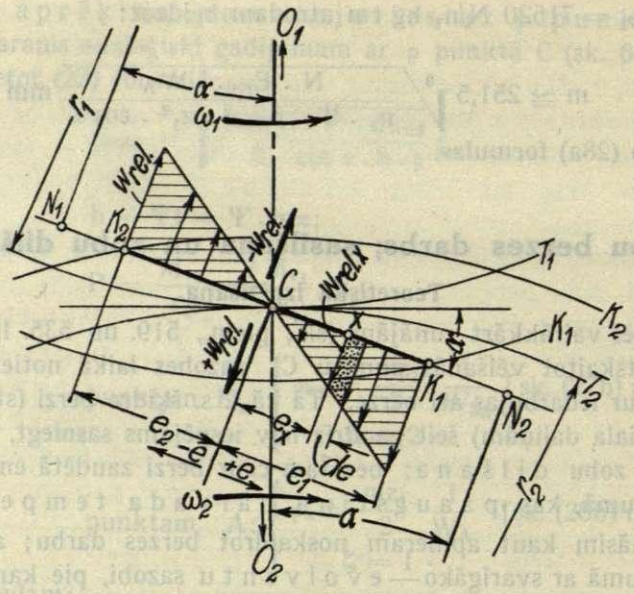
$$\omega_{rel} = \omega_1 \pm \omega_2 = \text{const}$$

(kur — zīme attiecas uz iekšējo sazobi, jo tur abi rati griežas vienā virzienā).

Relativais slīdes ātrums starp abu zobu flankām (kurām uz sazobes likuma pamata vienmēr jābūt perpendikulārām sazobes līnijai) kādā sazobes līnijas punktā X atstatumā e_x no C (sk. 665. zīm.) tādēļ būs:

$$w_{rel\,x} = e_x \cdot \omega_{rel} = e_x \cdot (\omega_1 \pm \omega_2) = e_x \cdot \text{const}.$$

Aplūkojot savā vietā (535...536. lpp.) vispārējo sazobes teoriju, mēs jau aizrādijām, ka galvas flanka ir arvien garāka par pretrata kājas flanku un ka galvas flanka arvien sadarbojas ar pretrata kājas flanku. Tālāk mēs runājām par to, ka velšanās punktā C slīdes pavisam nav un ka šeit relativā slīdes kustība maina savu virzienu: neatkarīgi no zobu stāvokļa, piem., dzinējrata zoba flankas punkti noslīd pa dzītā rata zoba flanku uz velšanās aploces pusi (sk. 582. zīm.), t. i. relativā slīdes kustība līdz un pēc punkta C notiek pretējos virzienos. Visu to rāda arī nupat uzrakstītais nolīdzinājums, jo $w_{rel\,x}$ ir proporcionals e_x; jāuzskata tikai e_x, piem., pa labi no C par pozitivu, pa kreisi — par negativu.



665. zīm.

Linearo w_{rel} maiņu var arī ļoti ērti grafiski attēlot, velkot slīpu taisni caur C, kas ierobežo w_{rel} galu punktus (665. zīm.).

Tālāk pagaidām iedomāsimies, ka pārsegums $\varepsilon = 1$, t. i. ka sazobē vienmēr atrodas tikai viens zobu pāris, kas uzņem visu normalspēku

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$$

[sk. (VIII. 13) formulu].

Aprēķināsim elementaro berzes darbu dA_R, ko dabūjam, sazobes punktam (X) laikā dt pārvietojoties pa sazobes līniju par atstatumu de. Iedomāsimies, ka berzes koeficients $\mu = \text{const}$ (tas gan ir daudz maz pareizi tikai noteikti sausās berzes gadijumā; bet tāda puslīdz labi eļļotos pārvados būs relativi retāk sastopama).

Mēs dabūjam:

$$dA_R = \mu P_n \cdot w_{rel} \cdot dt;$$

ievietojot $w_{rel} = e \cdot \omega_{rel}$, mēs atrodam:

$$dA_R = \mu P_n \cdot e \cdot \omega_{rel} \cdot dt.$$

Aplūkojot evolventu sazobes pārsegumu (567. lpp.), mēs redzējām, ka ātrums, ar kādu sazobes punkts (kaut X) kustas pa sazobes līniju, līdzinas aploces ātrumam uz pamataploces:

$$u_g = u \cdot \cos\alpha = r_1\omega_1 \cdot \cos\alpha.$$

Tādēļ sazobes punkta (X) elementarais ceļš de līdzinas:

$$de = u_g \cdot dt = r_1\omega_1 \cdot \cos\alpha \cdot dt;$$

no šejienes aprēķinam dt:

$$dt = \frac{de}{r_1\omega_1 \cdot \cos\alpha}.$$

Ievietojot šo dt izteiksmi, kā arī

$$P_n = \frac{P}{\cos\alpha}$$

dA_R formulā, atrodam (atvietojot vēlāk $e \cdot \omega_{rel}$ ar w_{rel}):

$$dA_R = \frac{\mu \cdot P \cdot \omega_{rel} \cdot e \cdot de}{r_1\omega_1 \cdot \cos^2\alpha} = \frac{\mu P}{r_1\omega_1 \cdot \cos^2\alpha} \cdot w_{rel} \cdot de \quad . \quad (33)$$

(33) formula rāda, ka kādam dotam gadijumam dA_R var izteikt kā:

$$dA_R = \text{const} \cdot w_{rel} \cdot de;$$

bet $w_{rel} \cdot de$ ir (sk. 665. zīm.) w_{rel} diagrammas elementars laukums. Tā tad: w_{rel} diagrammas laukums izteic berzes darbu zināmā mērogā.

Ievietojot tālāk (33) formulā:

$$\omega_{rel} = \omega_1 \pm \omega_2;$$

$$r_1 = \frac{m z_1}{2} \text{ [sk. (VIII. 3) nol.];}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = i \text{ [sk. (V. 1a) nol.],}$$

mēs atrodam elementaro berzes darbu:

$$dA_R = \frac{2\mu P(\omega_1 \pm \omega_2) e \cdot de}{m z_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos^2\alpha} = \frac{2\mu P(i \pm 1) e \cdot de}{m z_1 \cdot i \cdot \cos^2\alpha} \quad . \quad (33a)$$

Šeit pieņemts, ka pārsegums $\varepsilon = 1$.

Visu berzes darbu atrodam, integrējot pa visu sazobes ceļa garumu: $K_2K_1 = e_2 + e_1$ (pa daļām no $0 \ldots e_1$ un no $0 \ldots e_2$); atrodam:

$$A_R = \frac{\mu P(i \pm 1)}{m z_1 \cdot i \cdot \cos^2\alpha} \cdot (e_1^2 + e_2^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

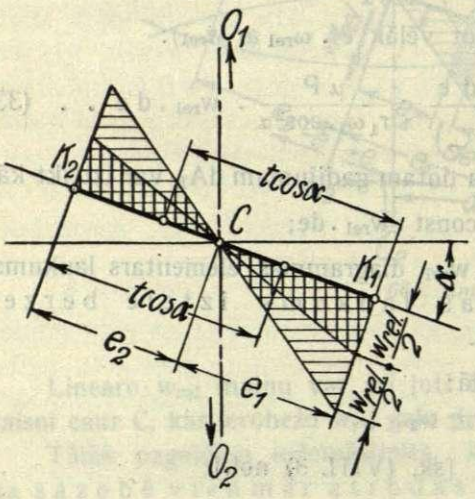
(ja $\varepsilon = 1$).

Sazobes ceļa nogriežņi K_2C un K_1C apzīmēti šeit vienkāršības dēļ ar e_2 un e_1. To izteiksmes var atrast tāpat, kā mēs to savā vietā darijām pārseguma ε atrašanas gadijumā dažādiem evolventu sazobes veidiem (579....590. lpp.). Piem., ārējai evolventu sazobei bez asu pārbīdes mēs atrastu kā 579. lpp.:

$$e_2 = K_2C = \frac{m \cdot \cos\alpha}{2}\left\{\sqrt{\frac{(z_2 + 2\xi_2)^2}{\cos^2\alpha} - z_2^2} - z_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha\right\};$$

$$e_1 = K_1C = \frac{m \cdot \cos\alpha}{2}\left\{\sqrt{\frac{(z_1 + 2\xi_1)^2}{\cos^2\alpha} - z_1^2} - z_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha\right\}.$$

Ja $\varepsilon > 1$ (kā tas praksē vienmēr ir), piem. $2 > \varepsilon > 1$, tad A_R formula jākorriģē; tad, kā zinam, sazobē brīžiem atrodas 2 zobu pāri, un līdz ar to tad P teoretiski ir divreiz mazāks; bet tad arī berzes darbs vienam zobu pārim divreiz samazinas.



666. zīm.

Grafiski to varētu attēlot tādā veidā (sk. 666. zīm.), ka no K_2 un K_1 atliek pa $t\cos\alpha$, un diagrammas abos galos līdz šīm vietām ordinatas divreiz samazina. Vertikali svītrotais laukums attēlo viena zobu pāra berzes darbu ar $2 > \varepsilon > 1$. Attiecība starp šo laukumu un visas diagrammas laukumu (horizontali svītrotu) būs, acīmredzot, berzes darbu attiecība ar $\varepsilon > 1$ un $\varepsilon = 1$, t. i. $\frac{A_R\ (\varepsilon > 1)}{A_R\ (\varepsilon = 1)}$.

Šīs attiecības analitiskās izteiksmes, ko mēs izpētīšanā iegūtu, būtu pa lielākai daļai stipri sarežģītas un tādēļ praktiskai lietošanai neērtas. Piem., jau ar $e_1 = e_2$ mēs dabūjam ne visai ērtu izteiksmi:

$$\frac{A_R\ (\varepsilon > 1)}{A_R\ (\varepsilon = 1)} = 1 - \frac{2}{\varepsilon} + \frac{2}{\varepsilon^2}.$$

Tuvīniem praktiskiem aprēķiniem tādēļ labāk izvēlēties kādu vienkāršu izteiksmi, piem.

$$\frac{A_R\,(\varepsilon > 1)}{A_R\,(\varepsilon = 1)} \cong \frac{1}{\varepsilon}.$$

Tas, saprotams, nav pareizi un dod eventuali diezgan lielas diferences ar patiesām vērtībām; toties tas ir ērti un vienkārši un tomēr vismaz tuvīni ievēro ε iespaidu.

Ievietojot šo korrekturas koeficientu (34) formulā, mēs atrodam tuvīno A_R ar $\varepsilon > 1$:

$$A_R \cong \frac{\mu P\,(i \pm 1)}{\varepsilon \cdot mz_1 \cdot i \cdot \cos^2\alpha} \cdot (e_1^2 + e_2^2)$$

un, ievietojot tālāk:

$$\varepsilon = \frac{K_2 K_1}{t \cdot \cos\alpha} = \frac{e_1 + e_2}{m\pi \cdot \cos\alpha},$$

atrodam beidzot:

$$A_R \cong \frac{\pi \cdot \mu \cdot P \cdot (i \pm 1)}{z_1 \cdot i \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2} \quad \ldots\ldots \quad (35)$$

(ar $\varepsilon > 1$).

Tas būtu berzes darbs viena zoba pāra sazobes laikā. Bet I ratam ir z_1 zobu; tādēļ berzes darbs viena I rata apgrieziena laikā būs $z_1 A_R$. Berzes jauda (ja I rata ritu skaits minutē ir n_1) būs, aclmredzot:

$$L_R \cong \frac{z_1 \cdot A_R \cdot n_1}{60},$$

un, ievietojot A_R no (35) formulas:

$$L_R \cong \frac{\pi \cdot \mu \cdot P \cdot n_1 \cdot (i \pm 1)}{60 \cdot i \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{(e_1^2 + e_2^2)}{e_1 + e_2} \quad \ldots \quad (36)$$

(36) formulā P vietā vēl var ievietot no (V. 2a) formulas:

$$N = \frac{Pu}{75} = \frac{Pr_1 \cdot 2\pi n_1}{75 \cdot 60},$$

resp.:

$$P = \frac{75 \cdot 60 \cdot N}{r_1 \cdot 2\pi n_1};$$

ievietojot atrodam ar $r_1 = \frac{m z_1}{2}$:

$$L_R \cong \frac{75\,\mu N\,(i \pm 1)}{m z_1 \cdot i \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2} \text{ kgm/sec} \quad \ldots \quad (36a)$$

(Šeit e_1, e_2 un m jāmēro vienādām vienībām!)

Berzes enerģija pārvēršas siltumā; zinot berzes jaudu kgm/sec, viegli noteikt stundas laikā attīstīto siltuma daudzumu Q cal/h, kas, aclmredzot, būs:

$$Q = \frac{L_R \cdot 3600}{427}.$$

Ievietojot L_R no (36a) formulas, atrodam:

$$Q \cong \frac{622\,\mu\,N\,(i \pm 1)}{m\,z_1 \cdot i \cdot \cos\alpha} \cdot \frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2}\ \text{Cal/h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

(36a), resp. (37) formulas uzbūve rāda, ka no berzes jaudas, resp. sasilšanas samazināšanas viedokļa, kā jau vairākkārt agrāk, atkal izvirzas prasība pēc iespējami lielāka zobu skaita: liels z_1 samazina L_R un Q. Taisnība gan, kā līdz ar to samazinas arī m, kas zinamā mērā atkal palielina L_R, resp. Q. Tomēr, kā, piem., rāda formulas m aprēķinam: (13) un (14) liecei un (24) un (25) virsmas spiedei, tad z_1 pieaugums rezultē lēnākā m samazināšanā, un tādēļ kopiespaids tomēr būs L_R, resp. Q samazināšana. Arī i palielināšana samazina L_R un Q ārējā pārvadā; t. i. — jo lielāks ir zobu skaits pārvadā, jo izdevīgāk tas strādās.

Tālāk redzams, ka α palielināšana nozīmē arī L_R un Q palielināšanu; tā tad pārmērīga sazobes leņķa palielināšana no sasilšanas un berzes darba daudzuma viedokļa (bet ne no viedokļa, kā darbs sadalas pa zobu flankām) nav izdevīga (sk. arī agrāk, 566. lpp. teikto evolventu sazobes aplūkošanā).

Beidzot arī e_1 un e_2, t. i. sazobes ceļa posmu K_1C un K_2C garumu savstarpējā attiecība spēlē lomu. Funkcija

$$\frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2}$$

ir vismazākā, kad

$$e_1 = e_2 = \frac{K_2 K_1}{2}\ ;$$

tad mēs dabūjam:

$$\frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2} = \frac{K_2 K_1}{2}\ .$$

Vislielāko funkcijas vērtību mēs dabūjam, ja e_1 vai $e_2 = 0$. Ja $e_1 = 0$, tad $e_2 = K_2 K_1$, un:

$$\frac{e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2} = K_2 K_1,$$

t. i. mēs dabūjam ar vienādu sazobes ceļu $K_2 K_1$ (abos gadijumos) divreiz lielāku funkcijas vērtību otrā gadijumā un līdz ar to arī lielāku berzes darbu, berzes jaudu un siltuma daudzumu. Bet stipri nevienādus e_1 un e_2 dod zobi ar dažādiem galvu augstumiem, tā tad, piem., arī korrigētie zobi. Tie tādēļ no berzes un sasilšanas viedokļa nav vēlami; kā zinam, darba pārvados tos gandrīz arī nelieto.

Siltuma novadīšana un sasilšanas kontrole.

Attīstītie siltuma daudzumi Q jānovada, lai pārvads pārāk nesasiltu, kas deformaciju dēļ varētu iespaidot sazobes kvalitati un gadijumā pat bojāt pārvadu. Lēnāk skrejošos pārvados (it sevišķi spēka pārvados) — līdz u $\lesssim$ 3...4 m/sec — zobrati parasti atrodas atklāti brīvā gaisā un tādā veidā paši ventilējas resp. dzesējas. Lai samazinātu berzes koeficientu μ, zobratus vienmēr ietauko vai ieeļļo; šajā gadijumā pa lielākai daļai lieto konsistentus taukus, vislabāk ar grafita piejaukumu. Centrifugalspēki šeit nav pietiekoši, lai norautu taukus; pietiek laiku pa laikam taukus atjaunot, lai nodrošinātu puslīdz ciešamus berzes apstākļus.

Darba pārvadus, kas strādā ar lielākiem aploces ātrumiem, parasti novieto specialās slēgtās kārbās; līdz u $\leqslant$ 10...12 m/sec parasti iztiek bez kādām specialām papildu ierīcēm pārvada dzesēšanai, bet paļaujas uz kārbas sienu izstarošanu. Kārbas apakšējā daļā ielej eļļu; no turienes zobrati paši to ņem līdzi flanku eļļošanas un dzesēšanas nolūkiem; sasilušā eļļa satek atpakaļ uz leju. Laiku pa laikam sabojājušos eļļu atjauno.

Ja ātrumi ir vēl lielāki (līdz 40...50 un pat 70...80 m/sec), tad jāgādā par mākslīgu siltuma novadīšanu, resp. eļļas dzesēšanu. Kārbas apakšējā daļā, kur eļļa sakrājas, var novietot cauruļu spirales; caur tām laiž aukstu ūdeni, kas novada attīstīto siltumu; tāda ierīce tomēr diezgan bīstama, jo ūdens vads var palikt neblīvs. Daudz labāk radīt pastāvīgu eļļas cirkulaciju ar specialu eļļas pumpi: sasilušo eļļu no kārbas izpumpē un spiež caur specialu dzesinātāju (kurā eļļas spiediens ir augstāks par ūdens spiedienu); pēc tam eļļa strūklas veidā plūst atkal uz zobu flankām sazobes rajona tuvumā. Ļoti lieliem *u* šāda ierīce nepieciešama lielo centrifugalspēku dēļ, kas acumirklī nosviestu eļļu no zobiem, ja mēs lietotu parastos eļļošanas paņēmienus.

Ātrskrejošo pārvadu sasilšanas kontrolei lieto arī dažādas empiriskas un pusempiriskas formulas, piem.:

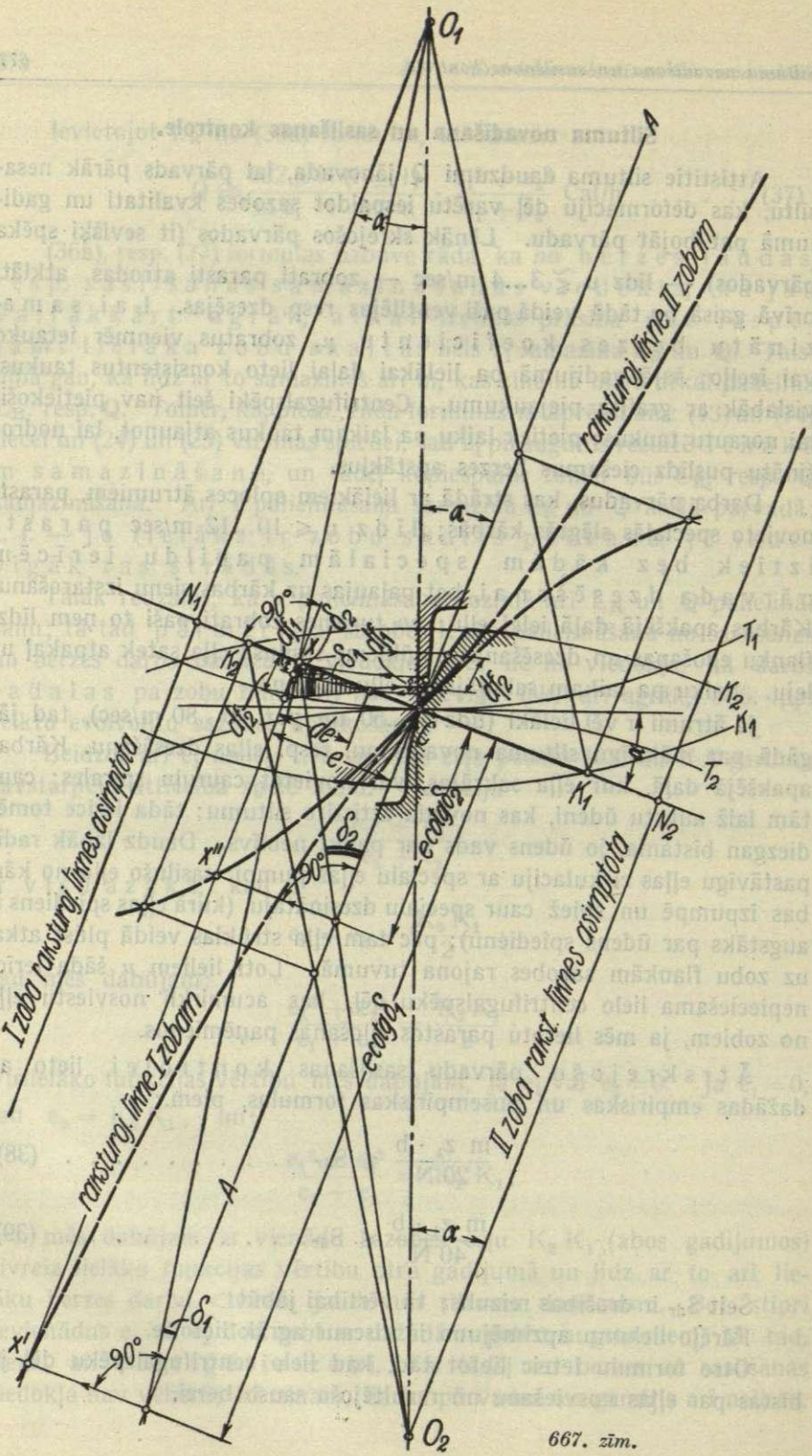
$$\frac{m\, z_1 \cdot b}{20\, N} \leqslant S_{dr} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38)$$

$$\frac{m\, z_1 \cdot b}{40\, N} \leqslant S_{dr} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (39)$$

Šeit S_{dr} ir drošības reizulis; tā vērtībai jābūt > 1.

Pārējo lielumu apzīmējumi ir viscaur agrāk lietotie.

Otro formulu ieteic lietot tad, kad lielo centrifugalspēku dēļ jābīstas par eļļas nosviešanu un rezultējošo sauso berzi.



O_1
A
a
raksturoj. līkne II zobam
N_1
90°
δ_2
df_1
δ_1
K_2
T_1
df_2
K_1
T_2
de
e
N_2
$e\,cotg\,\delta_2$
δ_2
x''
90°
I zoba raksturoj. līknes asimptota
raksturoj. līkne I zobam
$e\,cotg\,\delta_1$
II zoba rakst. līknes asimptota
A
a
δ_1
x'
90°
O_2

667. zīm.

Zobu dilšanas raksturojuma līknes ārējai evolventu sazobei (ar $\varepsilon = 1$).

Zobu dilšana, vismaz teoretiski, būs apmēram proporcionala berzes darbam, kas attiecināts uz flankas virsmas laukuma vienību, resp. t. s. īpatnējam berzes darbam. Berzes darba A_R maiņas un nevienāda sadalijuma dēļ īpatnējais berzes darbs jādefinē kā: $\frac{dA_R}{dF}$.

Pārsegumam $\varepsilon = 1$ mēs atradām dA_R izteiksmi [sk. (33a) formulu]:

$$dA_R = \frac{2\mu P(i \pm 1)e \,.\, de}{m z_1 \,.\, i \,.\, \cos^2 \alpha}.$$

Elementaro laukumu dF var izteikt kā b . df, kur ar df apzīmēts flankas līknes elements.

Dalot dA_R izteiksmi ar $dF = b \,.\, df$, atrodam īpatnējo berzes darbu:

$$\frac{dA_R}{dF} = \frac{2\mu P(i \pm 1)e \,.\, de}{m z_1 \cdot i \cdot \cos^2 \alpha \cdot b \cdot df}.$$

Kādam dotam pārvadam šajā izteiksmē visi lielumi ir konstanti, atskaitot e un f (μ arī pieņemts par apm. konstantu, sk. 672. lpp.). Tādēļ mēs dabūjam, ka īpatnējais berzes darbs (kuram dilšana ir proporcionala) līdzinas:

$$\frac{dA_R}{dF} = \text{const} \,.\, \frac{e \cdot de}{df}.$$

Ņemsim tālāk uz kādas zobu flankas (piem., pirmā rata zoba flankas) līknes elementu df (667. zīm.); pārnesot tā gala punktus ar lokiem (no centra O_1) uz sazobes līniju, atrodam tam atbilstošo sazobes līnijas elementu de; ar lokiem (no centra O_2) atrodam tālāk tam atbilstošo otra rata zoba flankas elementu df_2.

Kad df_1 nonāk sazobē ar df_2, tad uz galvenā sazobes likuma pamata abiem elementiem jābūt perpendikulariem sazobes līnijai; tādēļ konstruējam de gala punktā perpendikulu un ar agrāko loku turpinājumiem pārnesam turp df_1 un df_2.

Atvietojot iegūtās elementarās (horizontali un vertikali svītrotās) figurās lokus ar taisnēm, mēs dabūjam divus elementarus taisnleņķu trijstūrus, kuru leņķus (uz C pusi) apzīmēsim ar δ_1 un δ_2; acīmredzot:

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = \frac{de}{df_1} \quad \text{un} \quad \operatorname{ctg} \delta_2 = \frac{de}{df_2}.$$

Ar šim izteiksmēm īpatnējā berzes darba formulu var tālāk rakstīt:

$$\frac{dA_R}{dF} = \text{const} \cdot e \cdot \operatorname{ctg} \delta_1$$

pirmā rata zobam, un:

$$\frac{dA_R}{dF} = \text{const} \cdot e \cdot \operatorname{ctg} \delta_2$$

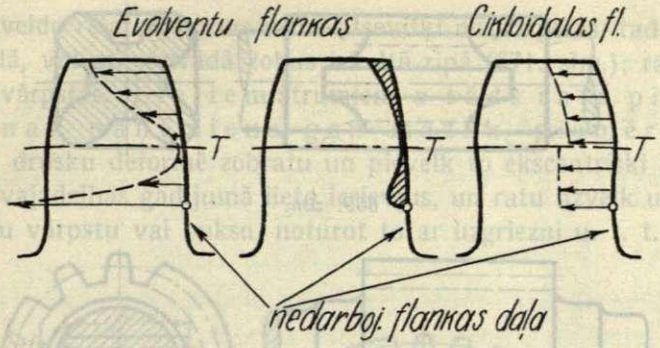
otrā rata zobam.

Bet izteiksmes $e \cdot \operatorname{ctg} \delta_1$, resp. $e \cdot \operatorname{ctg} \delta_2$ grafiski viegli konstruējamas (sk. 667. zīm.): velkam caur punktu C līniju AA ar leņķi α pret centru līniju. Savienojam izpētamo punktu X uz sazobes līnijas (kurā df_1 nonāk sazobē ar tam atbilstošo df_2) ar centriem O_1 un O_2. Tad O_1X veidos ar AA (to krustojuma punktā) leņķi δ_1, jo elementarā (horizontali svītrotā) trijstūrītī hipotenuza (kā loka atvietojums) ir perpendikulara radijam O_1X, un AA ir perpendikulars sazobes līnijai (t. i. leņķu δ_1 malas ir attiecīgi perpendikularas). Analoģiski O_2X veidos ar AA (krustojuma punktā) leņķi δ_1. Bet $e \cdot \operatorname{ctg} \delta_1$, resp. $e \cdot \operatorname{ctg} \delta_2$, acīmredzot, būs atstatumi pa AA no C līdz attiecīgiem krustojumu punktiem (sk. 667. zīm.).

Lai iegūtu šo funkciju ortogonalu diagrammu ar sazobes līniju kā abscisu asi, velkam perpendikulu (resp. ordinatu) pret sazobes līniju aplūkojamā punktā X, un pārnesam atrastos $e \operatorname{ctg} \delta_1$ un $e \operatorname{ctg} \delta_2$ uz šo ordinatu, gūstot punktus X′ un X″. Atkārtojot konstrukciju citiem sazobes līnijas punktiem un savienojot tā iegūtos ordinatu galu punktus, mēs dabūsim divas t. s. dilšanas raksturojuma līknes.

Tā kā īpatnējais berzes darbs $dA_R/dF = \text{const} \cdot e \cdot \operatorname{ctg} \delta$, tad šīs līknes, acīmredzot, raksturo berzes darba sadalijumu pa abām flankām, sazobes punktam pārvietojoties pa sazobes līniju. Skaidrs, ka ar lokiem no ratu centriem var itin viegli atrast arī attiecīgos flanku punktus, kuros īpatnējais berzes darbs pieņem kaut kādu noteiktu vērtību.

Līkņu konstrukcija rāda, ka evolventu sazobē: 1) velšanās punktā C īpatnējais berzes darbs — tā tad arī dilšana — teoretiski ir nulle; 2) īpatnējais berzes darbs sadalas stipri nevienmērīgi; it sevišķi neizdevīgā stāvoklī ir zobu kājas: jo vairāk mēs tuvojamies punktiem N_1, resp. N_2, jo straujāk pieaug līkņu ordinatas, un punktos N_1 un N_2 tās sasniedz ∞ lielas vērtības (t. i. O_1N_1 un O_2N_2 ir raksturojuma līkņu asimptotas). Tādēļ vēlreiz apstiprinas vairākkārt izteiktais norādijums, ka robežrati (kuros sazobes līniju izmanto līdz punktam N), resp. zobrati ar mazu zobu skaitu nav izdevīgi.



668. zīm.

Nupat atrastās līknes, stingri ņemot, attiecas gan tikai uz gadījumu ar $\varepsilon = 1$, kādu praksē nelieto. Tomēr arī ar $\varepsilon > 1$ apstākļi būs līdzīgi, tikai drusku mīkstinātā veidā, jo sazobes līnijas galos darbojas 2, pat 3 zobu pāri reizē. Principā turpretim nekas negrozas, un tādēļ sacīto var attiecināt bez sevišķi lielām korrekturām arī uz $\varepsilon > 1$.

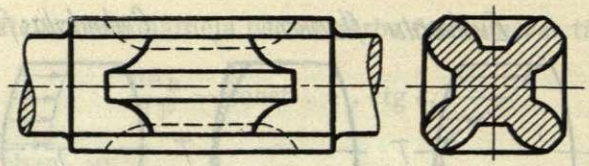
Ja mēs pārnesīsim raksturojuma līknes abscisas (reizē arī sazobes līnijas) punktus ar lokiem (kā augšā minēts) uz zoba flanku un tur konstruēsim attiecīgās raksturojuma līknes ordinatas, tad mēs gūsim priekšstatu par berzes darba sadalījumu pa flanku (sk. 668. zīm.) un līdz ar to par dilšanas apstākļiem dažādās flankas vietās. Nevienādā berzes darba sadalījuma dēļ evolventu flanka nodilst nevienmērīgi, vismazāk ap dalījuma aploci T, kur dažreiz pat izveidojas diezgan asa šķautne. Stiprākās dilšanas dēļ kāja ar laiku pieņem k o n k a v u formu (sk. vidējo skici), ar ko tā tuvojas cikloidalai flankai.

Cikloidalā zobā īpatnējais berzes darbs sadalas apm. vienmērīgi pa galvas flanku un ar citādu, bet arī vienmērīgu vērtību pa kājas flanku; dilšanas apstākļi tādēļ šeit daudz izdevīgāki (sk. arī 555. lpp.), un zoba flankas forma mazāk mainas.

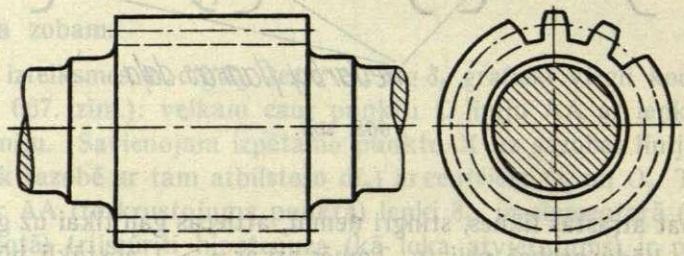
Zobratu galvenie konstruktivie dati.

Ļoti mazam zobu skaitam un mazam caurmēram dažreiz iefrēzē robus pašā vārpstā (sk. 669. zīm.), kas gan sastopams samērā retāk (rokas mechanismos), jo tas stipri vājina vārpstu.

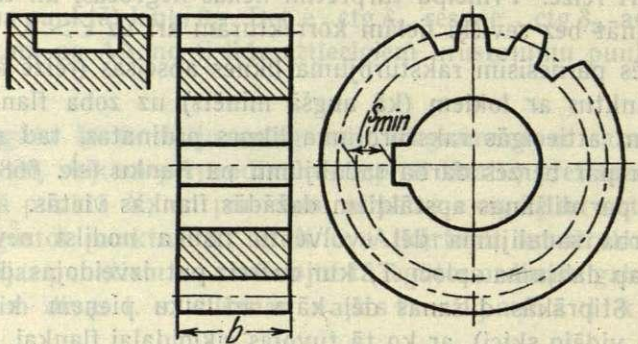
Ā t r s k r e j o š u s nelielus zobratus no kalta tērauda bieži izveido kopā ar vārpstu no viena gabala, izkaļot tikai zobu izveidošanas vietā lielāku caurmēru, lai varētu brīvi izfrēzēt vai izēvelēt robus (670. zīm.).



669. zīm.



670. zīm.



671. zīm.

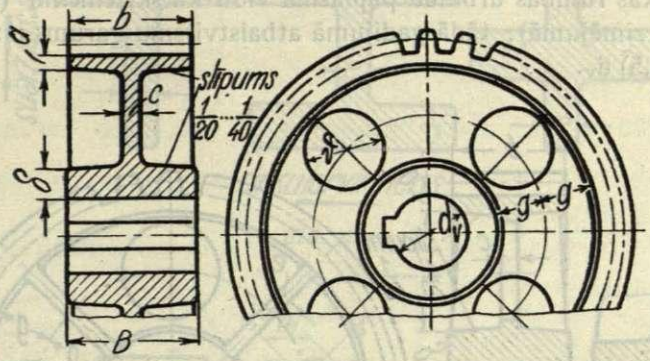
Šādai konstrukcijai ir daudz priekšrocību: tā iznāk ļoti solida un centriska, tajā nav nekādu deformaciju no ķīļiem u. t. t.

Vispārējā mašinbūvniecībā, kur aploces ātrumi u parasti nav sevišķi lieli, cenšas izveidot ratu pēc iespējas atsevišķi no vārpstas šādu iemeslu dēļ:

1) vārpsta un rats pa lielākai daļai uzstāda citādas prasības materialu īpašībām;

2) atsevišķa izveidošana pa lielākai daļai būs lētāka nekā izkalšana un apstrādāšana vienā gabalā; lielāku dimensiju gadijumā, vai ja, piem., vēlas lietot ratus ar neapstrādātām zobu flankām, atsevišķā izveidošana ir pat vienīgā techniskā iespēja.

Ja izveido relativi mazus ratus atsevišķi no vārpstas, tad tos atlej ripas veidā, vai arī iestrādā zobus izkaltā ripā (671. zīm.); ratu vēlāk uzķīlē uz vārpstas. Lieliem ātrumiem *u* tāds rata piestiprināšanas paņēmiens gan mazāk piemērots, jo ķīlis kaut drusku deformē zobratu un pievelk to ekscentriski pie vārpstas; tur vajadzības gadijumā lieto ierievjus, un ratu uzvelk uz koniski apstrādātu vārpstu vai buksu, noturot to ar uzgriezni u. t. t.



672. zīm.

Lai uzķīlējot zobrats nelūztu, jāņem (sk. 671. zīm.): $s_{min} \geq 0{,}6\ t$ tērauda lējumam un $s_{min} \geq 0{,}8\ t$ ķetam. Dziļumu *b* ņem mazajam ratam pārvadā apm. 5...10 mm lielāku nekā lielajam ratam, lai dārgākā lielā rata zobi vienmērīgāk diltu. Dažreiz — it sevišķi agrākos laikos — atlietus neapstrādātus zobus pastiprināja vēl ar sānu ripām (sk. kreiso skici); tagad to reti dara, jo tad zobus daudz grūtāk nogludināt; bet eventualas, bez izlabošanas atstātās kļūdas var daudz stiprāk piepūlēt zobu nekā ripas to pastiprina.

Lielākus ratus — līdz varbūt 400...450 mm caurmēra, it sevišķi, ja moduli ir mazi ($m \leqslant 6$) — vieglāka svara dēļ izveido ar rumbu, loku un plānāku ripu vidū (672. zīm.); tālākā svara samazināšanas nolūkā ripā dažreiz vēl izveido caurumus (parasti apaļus, kā skicē). Ja ratu caurmēri ir vēl lielāki — līdz apm. 600 mm, — ripas pastiprina ar ribām starp caurumiem (673. zīm.)

Konstrukcijās varētu apmēram pieturēties pie šādiem praktiskiem datiem (672. un 673. zīm.):

Loka biezums zem zobiem: $a \cong (1{,}5...2)$ m, resp. $a \cong (0{,}5...0{,}6)\ t$ (maziem moduliem vairāk).

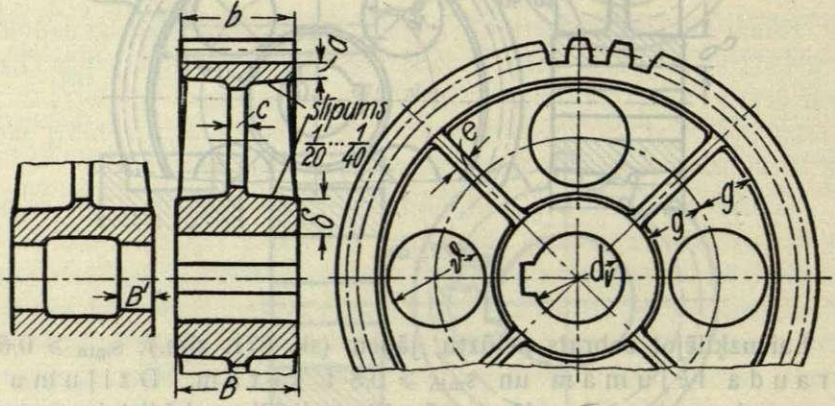
Ripas biezums: $c \cong 1{,}2\ m + 7$ mm (līdz $m \cong 22...24$);
$c \cong 1{,}5\ m$ (ja $m > 22...24$).

Rumbas biezums: $\delta \cong \begin{cases} 0{,}3\ d_v + 10\ mm & \text{(tērauda lējumam);} \\ 0{,}4\ d_v + 10\ mm & \text{(ķetam).} \end{cases}$

Rumbas garums: $B \geqslant b + 0{,}025\ d_v$, pie kam:
$B_{min} \cong 1{,}5\ d_v$.

Ribas biezums: $e \cong c - 0{,}7\ m$.

Garākas rumbas urbumu paplašina vidū kā skriemelim (sk. kreiso skici 673. zīmējumā); tādā gadijumā atbalstvirsmu garums ir: $B'_{min} \cong (0{,}4...0{,}5)\ d_v$.



673. zīm.

Veidojot zobratus ar modeļiem, vieglākas modeļu izvilkšanas nolūkā rumbai, lokam un ribām piedod slīpumu 1/20...1/40, kā tas skicēs parādīts (tāpat kā skriemeļiem).

Ja zobratu $\varnothing\varnothing \geqslant 500...600$ mm (maziem moduliem bieži arī daudz mazāku $\varnothing\varnothing$ gadijumā), tad zobratus parasti izveido ar spieķiem.

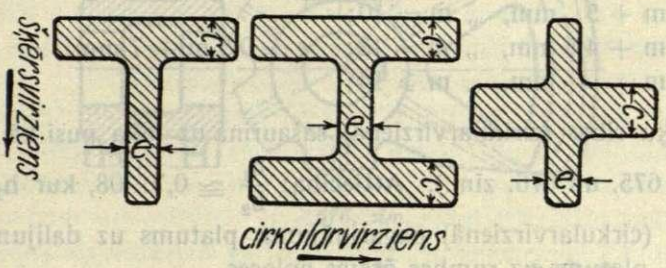
Spieķu skaits:

$$j_{min} \cong \sqrt{\frac{d_{mm}}{7}} \quad \text{nedalītos ratos,}$$

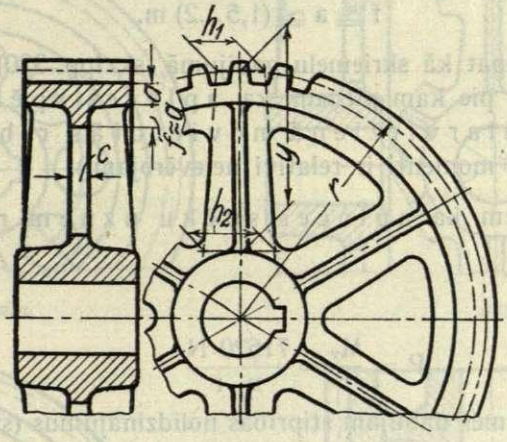
$$\text{un: } j_{min} \cong \sqrt{\frac{d_{mm}}{8}} \quad \text{dalītos ratos,}$$

kur d ir zobrata dalijuma aploces caurmērs.

Vispārīgi ņemot, spieķu skaits vēlams iespējami lielāks, it sevišķi, ja loks nav ievērojami solids. Citādi var rasties loka deformacijas, līdz ar ko sazobe paliek kļūdaina; tādēļ ieteicams novietot pa spieķim pēc iespējas ik uz 15 zobiem. Tas it sevišķi attiecas uz lielākiem ātrumiem; jo lielāks ir u, jo solidākam jābūt ratam (t. i. jābūt biezākam lokam un lielākam j), lai samazinātu deformacijas un sazobes kļūdas.



674. zīm.



675. zīm.

Spieķu šķērsgriezumu formu šeit ņem retāk elliptisku (kāda parasti sastopama siksnas skriemeļos, sk. 313....314. lpp.); tikai šauriem viegliem ratiem to daudz maz biežāk lieto. Parastās spieķu šķērsgriezumu formas zobratos ir trīs: krustveida, dudult-T-veida un T-veida (sk. 674. zīm.). Pirmie divi veidi piemēroti cilindriskiem zobratiem, pēdējais — koniskiem zobratiem. Visos gadijumos lieces momentus uzņem gandrīz tikai tās spieķu ribas kas novietotas cirkularvirzienā; tādēļ tikai tās ievēro stiprības kontrolē,

un parasti izveido biezākas (sk. turpmāk). Dubult-T-veida spieķi, acīmredzot, vairāk piemēroti platākiem ratiem.

Krustveida un T-veida spieķu formām izmērus c un e varētu ņemt apmēram tādus pat, kā 684. lpp. uzrādīts ripām.

Dubult-T-veida spieķiem varētu ņemt (ar m apzīmēts moduls):

$c \cong m + 5{,}5$ mm, ja $m \leqslant 8$;
$c \cong m + 5$ mm, „ $m = 10$;
$c \cong m + 4{,}5$ mm, „ $m = 12$; $e \cong 0{,}5\,m + 7$ mm.
$c \cong m + 4$ mm, „ $m \geqslant 14$;

Spieķu ribas (cirkularvirzienā) sašaurina uz loka pusi kā skriemeļiem (sk. 675. un 676. zīm.). Attiecība: $\frac{h_1}{h_2} \cong 0{,}7...08$, kur h_1 ir spieķa ribas (cirkularvirzienā) pagarinājuma platums uz dalijuma aploces, h_2 — platums uz rumbas ārējās aploces.

Cirkularās ribas (zem loka) augstums f ņemams apmēram tāds pat kā loka biezums:

$$f \cong a \cong (1{,}5...2)\,m.$$

Spieķus (tāpat kā skriemeļu gadijumā, sk. lpp. 320) kontrolē resp. aprēķina liecei, pie kam pieņem, ka aploces spēkam pretojas tikai cirkularvirzienā novietotās ribas (jo pārējo ribu pretestības momenti ir relativi neievērojami).

Tālāk pieņem, ka aploces spēku uzņem reizē tikai $\frac{j}{3}$ ... $\frac{j}{4}$ spieķi.

Ar:

$$P = \frac{M_v}{r} = \frac{71620\ N}{n \cdot r}$$

[sk. (V.3) nol.] mēs dabūjam stiprības nolīdzinājumus (sk. 675. un 676. zīm.):

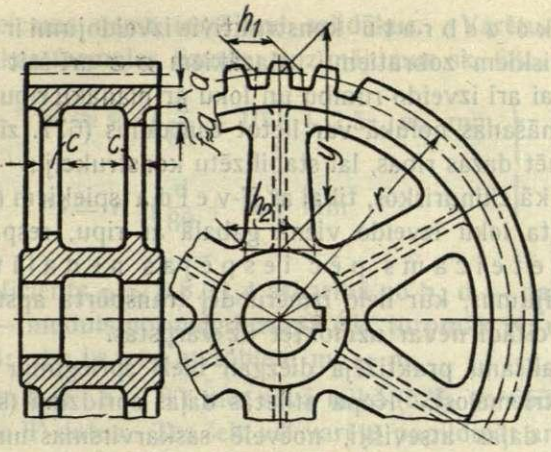
$$Py = \frac{j}{3...4} \cdot \sigma' \cdot \frac{c \cdot h_2^2}{6} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (40)$$

krustveida un T-veida spieķiem, un

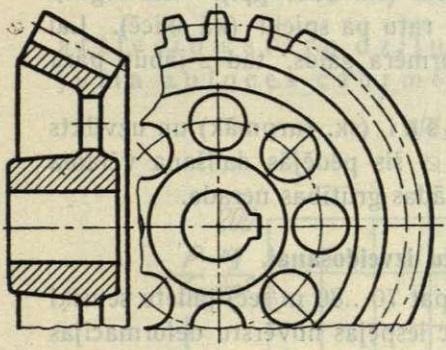
$$Py = \frac{j}{3...4} \cdot \sigma' \cdot \frac{2 \cdot c \cdot h_2^2}{6} \quad \ldots\ldots \quad (40a)$$

dubult-T-veida spieķiem.

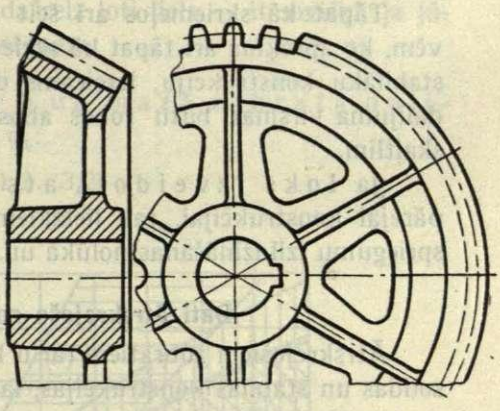
Parastās konstrukcijās σ' var pieņemt apmēram:
$\sigma' \leqslant 1000...1200$ kg/cm² tērauda lējumam;
$\sigma' \leqslant 300$ kg/cm² ķetam.



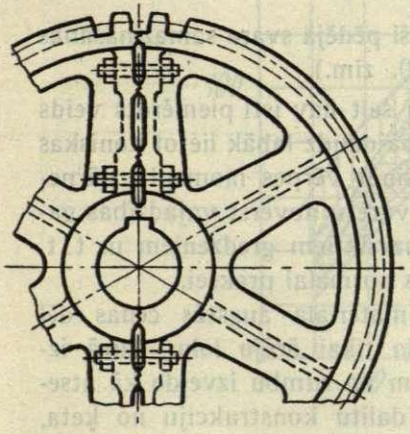
676. zīm.



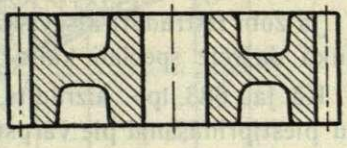
677. zīm.



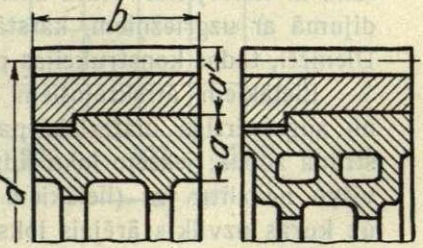
678. zīm.



679. zīm.



680. zīm.



681. zīm.

Konisko zobratu konstruktivie izveidojumi ir apmēram tādi pat kā cilindriskiem zobratiem. Mazākiem ⌀⌀ arī šeit zobus izstrādā veselā ripā, vai arī izveido rumbu un loku ar plānāku ripu vidū. Arī šeit svara samazināšanas nolūkā var lietot caurumus (677. zīm.); ripai var arī piekombinēt dažas ribas, lai stabilizētu konstrukciju. Lielākus ratus izveido tāpat kā cilindriskos, tikai ar T-veida spieķiem (sk. 678. zīm.).

Ja zobrata loku izveido vienā gabalā ar ripu, resp. spieķiem un rumbu, tad ieteicams pēc iespējas nedalīt zobratu, atskaitot gadijumus, kur lielo izmēru dēļ transporta apstākļi to prasa, vai kur ratu citādi nevar uzmontēt uz vārpstas.

Agrāk dalīšanu praktizēja diezgan bieži spriegumu izlīdzināšanas nolūkā (kā skriemeļos). Kopā atlietās daļas spridzina (sk. 679. zīm.), vai arī atlej daļas atsevišķi, noēvelē saskarvirsmas un fiksē tās ar prizontapām pareizā relativā stāvoklī.

Tāpat kā skriemeļos arī šeit abas rata daļas savelk kopā ar skrūvēm, ko aprēķina arī tāpat kā skriemeļiem (sk. 321. lpp.). Lai iegūtu stabilāku konstrukciju, ieteicams dalīt ratu pa spieķi (kā skicē). Lai dalijuma virsmas būtu robos abos caurmēra galos, tad z jābūt pāra skaitlim.

Ja loks izveidots atsevišķi (sk. turpmāk) un uzvilkts pārējai konstrukcijai, tad lielākiem ⌀⌀ šīs pēdējās dalīšana vēlama spriegumu izlīdzināšanas nolūkā un nekādas grūtības nerada.

Dati ātrskrejošo zobratu izveidošanai.

Ātrskrejošiem zobratiem (ar u līdz pat 70...80 m/sec) jālieto sevišķi solidas un stabilas konstrukcijas, lai pēc iespējas novērstu deformacijas un sazobes kļūdas. Mazi zobrati tādēļ bieži izveidoti kopā ar vārpstu (sk. 670. zīm.).

Ja zobi izstrādāti atsevišķā ripā, tad šī pēdējā svara samazināšanas nolūkā dažreiz speciali kalta veidnē (680. zīm.).

Kā jau 683. lpp. aizrādīts, uzķīlēšana šeit nav īsti piemērots veids ratu piestiprināšanai pie vārpstas; principā daudz labāk lietot koniskas tapas vai buksas uz vārpstas, un nodrošināt vērpes momentu pārnešanu ar ierievjiem. Ratu aksialo pārbīdi varētu novērst vajadzības gadijumā ar uzgriežņiem, karstā stāvoklī uzvilktiem gredzeniem u. t. t. Diemžēl, tādas konstrukcijas pārāk dārgas normalai praksei.

Lielākiem ātrskrejošiem zobratiem materiala augstās cenas dēļ no augstvērtīga materiala parasti izveido tikai ārējo loku, kurā izstrādā zobus; iekšējo loku līdz ar spieķiem un rumbu izveido kā atsevišķu nedalītu vai (lielākiem izmēriem) dalītu konstrukciju no ķeta, uz kuras uzvilkts ārējais loks (sk. 681. zīm.). Iekšējo un ārējo loku

biezumus ieteicams ņemt iespējami solidākus. Varētu varbūt lietot šādas empiriskas formulas (izmēru apzīmējumus sk. 681. zīm.):

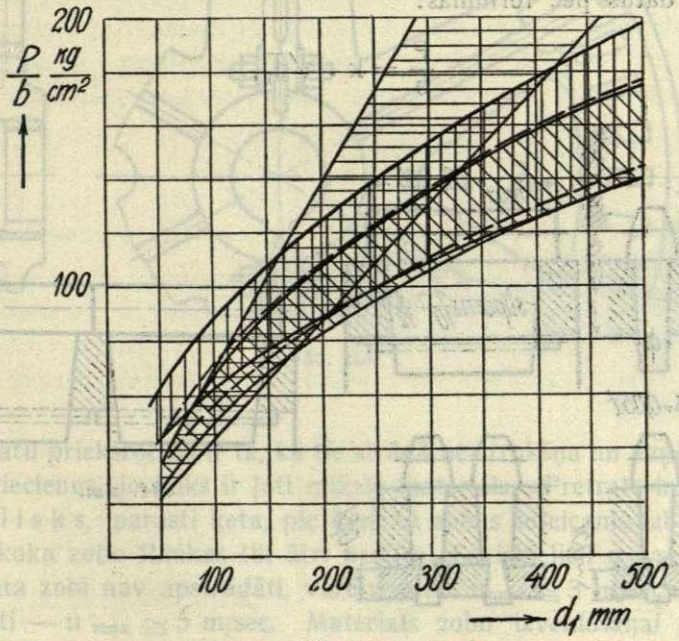
$$\left.\begin{aligned} a' &\cong \varphi \cdot \left(\frac{d}{80} + 10\right) + 2{,}5 \cdot m_n \text{ mm} \\ a &\cong \varphi \cdot \left(\frac{d}{80} + 18\right) \text{ mm} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (41)$$

Šeit: koeficients $\varphi \cong 0{,}8 \ldots 1{,}4$ atkarībā no b; d — dalijuma aploces ⌀ mm; m_n — moduls normalgriezumā (sk. turpmāk X. nodaļā par slīpiem zobiem); taisniem zobiem $m_n = m$.

Dziļumam b = Ψt mēs savā laikā (527. un 653. lpp.) jau devām lietojamo Ψ datus. Tos šeit vēl varētu papildināt ar dažiem praktiskiem datiem b kontrolei; kā agrāk runājām (sk. 662. lpp.), ātrskrejošos pārvados dziļums b ņemams dažreiz ļoti liels — it sevišķi, ja jāpārnes lielākas jaudas. Praksē sastopam:

attiecību starp dziļumu b un mazā zobrata dalijuma aploces caurmēru d_1:

$$b/d_1 \cong 1{,}2 \ldots 3{,}2;$$



682. zīm.

attiecību starp aploces spēku P un b atkarībā no aploces ātruma u:

u = 5	30	60	m/sec;
P/b = 150	80	40	kg/cm,

kaut gan dažreiz sastopamas daudz augstākas (2 reiz lielākas un vairāk) vērtības.

Zobu lieces kontroles konstante c parasti ir:

$$c = \frac{P}{b \cdot t} = 40...80 \text{ kg/cm}^2.$$

Beidzot 682. zīmējumā parādīta vēl attiecība P/b kā mazā zobrata dalijuma aploces caurmēra d_1 mm funkcija (ar divām robežlīnijām):

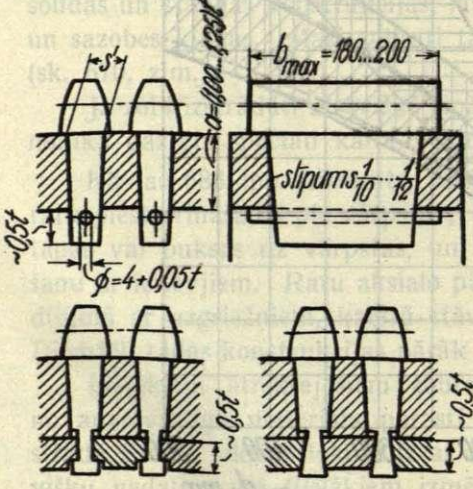
1) Horizontali svītrotās robežās parādīti Amerikas prakses dati pēc formulas:

$$\frac{P}{b} = k \cdot d_1,$$

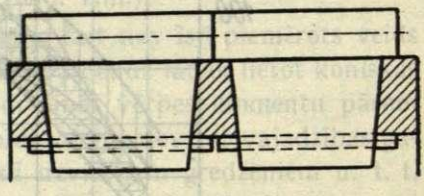
ar: $k \cong 4{,}4$ ilgstošai maksimalai slodzei;
$k \cong 7{,}0$ īslaicīgai „ „

2) Vertikali svītrotās robežas attēlo Anglijas prakses datus pēc formulas:

$$\frac{P}{b} = k \cdot \sqrt{d_1},$$



683. zīm.



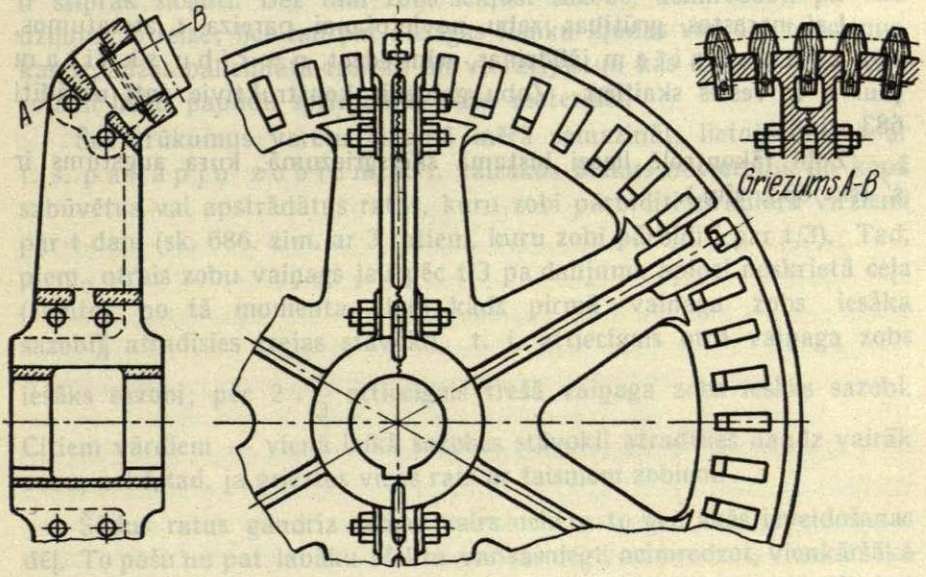
684. zīm.

ar: $k \cong 20$ ilgstošai maksimalai slodzei;
$k \cong 28$ īslaicīgai „ „

3) Slīpi svītrotās robežās doti BBC turbinu firmas dati. Apmēram tādi paši ir arī AEG firmas dati: maziem ⌀⌀ robežlīknes pārbīdītas nedaudz augstāk, lieliem ⌀⌀ starpība ir niecīga (sk. ——— līknes).

Zobrati ar koka zobiem.

Zobrati ar koka zobiem patlaban zinamā mērā jau zaudējuši savu nozīmi; tomēr tie diezgan bieži vēl sastopami, piem., mazāko ūdens turbinu technikā kā koniski rati starp turbinas vertikalo un transmisijas horizontalo vārpstu.



685. zīm.

Šo ratu priekšrocība ir tā, ka tie strādā bez trokšņa un uzņem eventualus triecienus, jo koks ir ļoti mīksts materials. Pretrats ir vienmēr metallisks, parasti ķeta, pie kam tā zobus ieteicams labi apstrādāt, lai koka zobu flankas tik ātri nediltu. Sevišķi lieli u nav vēlami; ja pretrata zobi nav apstrādāti, varētu ņemt $u_{max} \cong 3$ m/sec; ja tie ir apstrādāti — $u_{max} \cong 5$ m/sec. Materials zobu izveidošanai ir vislabāk baltās skābardes (Carpinus betulus) koks; šķiedras virziens jā-

ņem parallels zoba asij, lai dabūtu lielāku pretestību liecei. Varētu pielaist: $\sigma' \cong 150$ kg/cm² koka zobiem pret $\sigma' \cong 300$ kg/cm² ķeta rata zobiem. Tādēļ, kā jau 526. lpp. bija teikts, koka zobu ņem platāku: $s_{koka} \cong 0{,}6$ t, pret apm. $s_{ķeta} \cong (0{,}35...0{,}38)$ t pretrata zobam.

Lai koka zobi nodiltu vienmērīgāk pa visu dziļumu b, tad ķeta rata zobus ņem drusku garākus.

Koka zobus vienmēr izveido lielajam ratam; tad tie tik ātri nenodilst. Koka zobus izveido atsevišķi, ievieto tos piramidveidā sašaurinātās ligzdās ķeta rata lokā un nostiprina ar tapām, ķīļiem vai specialas formas starpgabaliem atkarībā no zobu kāju formas izveidojuma (sk. 683. zīm.). Ja $b > 180...200$ mm, tad novieto blakus divus zobus (sk. 684. zīm.). Ribās izveido specialus caurumus, pa kuriem varētu ievadīt tapas (sk. 685. zīm.); lielākus ratus var arī dalīt.

Lai nerastos grūtības zobu novietošanai pareiza t atstatumos, tad zobu skaitam jālīdzinas, acīmredzot, $n \times$ ribu skaitam (kur n ir vesels skaitlis). Zobu galvenie konstruktivie dati uzrādīti 683. zīm.).

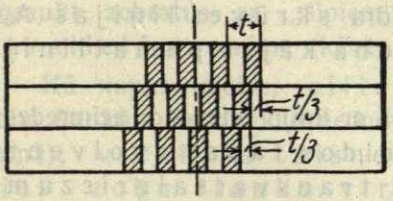
Zobi jākontrolē liecei bīstamā šķērsgriezumā, kura augstums ir s' (sk. 683. zīm.).

X. Cilindriskie zobrati ar slīpiem zobiem
(skrūvrati ar parallelām asīm).

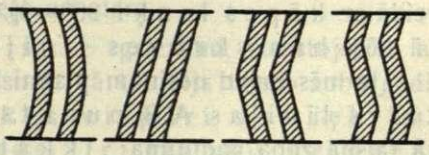
Zobratiem ar taisniem zobiem, ko mēs aplūkojām līdz šim, piemīt tas trūkums, ka — sevišķi ar tagad bieži sastopamo palielināto $\alpha = 20°$ — pārsegums ε ir relativi mazs: kā redzējām, ar $\alpha = 20°$ maksimalā teoretiskā vērtība normala augstuma zobiem ir (ārējai sazobei): $\varepsilon_{max} \cong 1{,}98$ (sk. 582. lpp.), bet parasti ε ir daudz mazāks. Tādēļ zobi ir stiprāk slogoti. Bez tam zobs iekļūst sazobē, acīmredzot, pa visu dziļumu b reizē; bet tad pat niecīgas flanku kļūdas var dot triecienus, kas izpaužas palielinātā troksnī un vibracijās un kas dažreiz rada ievērojami lielus papildu spriegumus zobu materialā.

Šos trūkumus varētu zinamā mērā samazināt, lietojot ratus ar t. s. p a k ā p j u z o b i e m, t. i. vairākus blakus novietotus un kopā sabūvētus vai apstrādātus ratus, kuru zobi pārbīdīti cirkularā virzienā par t daļu (sk. 686. zīm. ar 3 ratiem, kuru zobi pārbīdīti par t/3). Tad, piem., otrais zobu vainags jau pēc t/3 pa dalijuma aploci noskrietā ceļa (skaitot no tā momenta, kad kāds pirmā vainaga zobs iesāka sazobi) atradīsies izejas stāvoklī, t. i. attiecīgais otrā vainaga zobs iesāks sazobi; pēc $2 \cdot \frac{t}{3}$ attiecīgais trešā vainaga zobs iesāks sazobi. Citiem vārdiem — vienā laikā sazobes stāvoklī atradīsies daudz vairāk zobu, nekā tad, ja grieztos viens rats ar taisniem zobiem.

Šādus ratus gandrīz nemaz vairs nelieto to grūtākās izveidošanas dēļ. To pašu un pat labāku efektu var sasniegt, acīmredzot, vienkāršākā ceļā, proti: nostādot zobus nevis taisni (t. i. paralleli zobrata asij), bet s l ī p i vai arī, izveidojot to konturas (zobstieņa pretskatā, sk. turp-



686. zīm.



687. zīm.

māk) ar kādu līkni, vai ar taisniem slīpiem nogriežņiem (sk. 687. zīm.). Par visu to mēs jau runājām, klasificējot zobratus (sk. 516. lpp.).

Cilindriskiem zobratiem patlaban gandrīz nemaz vairs nelieto līknes zobu konturu izveidošanai; toties ļoti bieži lieto taisnās zobu formas: visvairāk vienkāršos slīpos un šautrveida zobus, retāk S-veida, proti — ja rotacijas virziens mainas. Tā kā abas pēdējās formas ir, acīmredzot, tikai vienkāršo slīpo zobu kombinējumi, tad mēs aprobežosimies ar pēdējo aplūkošanu. Izpētīsim pie tam tikai evolventu profilus, kas praktiski ir vienīgie sastopamie.

Evolventu zobu forma, slīpums un sazobes apstākļi transversalgriezumos.

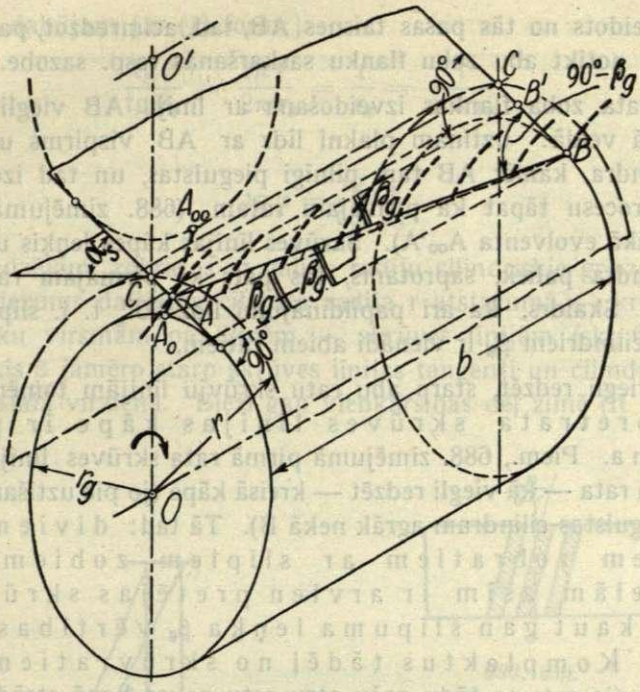
Visvieglāk iegūt jēdzienu par slīpo zobu formu un īpašībām, ja atcerēsimies, kā mēs savā laikā ieguvām taisnā zoba profilu. Tur mums vajadzēja aplūkot gan tikai vienu transversalgriezumu (perpendikularu asij) jeb t. s. pieres griezumu, sk. 517. lpp. Evolventas flankas līniju mēs dabūjām, ja novēlām (resp. uztinām un notinām) sazobes līniju (resp. tai atbilstošu idealu diegu) uz pamataploces ar radiju r_g, un ja aplūkojām kāda līnijas punkta trajektoriju.

Ja mēs vēlētos veidot taisnā zoba flanku reizē pa visu dziļumu b, tad vajadzīgs, acīmredzot, izdarīt novelšanas proceduru tikai ar b garuma pamatcilindru pamataploces vietā, un sazobes līnijas (resp. diega) vietā ņemt plakni; šo pēdējo noveļam (resp. uztinam un notinam) pa pamatcilindru, pie kam aplūkojam punktu trajektorijas kādai taisnei AB', kas ir parallela cilindra asij (sk. 688. zīm.).

Trajektorijas visumā veidos, acīmredzot, cilindrisku virsmu — zoba flanku — ar kongruentām evolventu virzulēm, resp. aplūkoto punktu trajektorijām.

Slīpā zoba flanku dabūsim, ja plaknē taisnes AB' vietā mēs ņemsim taisni AB (sk. 688. zīm.), kas veido leņķi β_g ar AB' (kas savukārt ir parallela cilindra asij), un ja mēs vispirms uztīsim plakni uz pamatcilindra, kamēr punkts A sakritīs ar punktu A_0 (uz cilindra). Taisne AB tad uztīsies, acīmredzot, uz pamatcilindra skrūves līnijas A_0B veidā ar kāpes leņķi $90° — \beta_g$. Zoba kājas pamatlīnija tādēļ būs skrūves līnija.

Ja mēs tagad notinam plakni kopā ar līniju AB, tad, acīmredzot, katrs līnijas AB punkts veidos tāpat evolventu kā taisnā zoba gadijumā; ikkatrā transversalgriezumā tādēļ mēs vienmēr dabūsim pareizu evolventas



688. zīm.

flankas profilu. Starpība šeit būs tikai tā, ka visi taisnes AB punkti neveidos reizē vienādus evolventu punktus, bet — kā redzams no skices — taisnes punkti A galā veidos tos agrāk, punkti B galā — vēlāk.

Tālāk skaidrs, ka atsevišķos transversalgriezumos profili būs pārbīdīti viens pret otru cirkulārā virzienā, jo profili novietojas pa skrūves līniju. Ja mēs tādēļ izdarītu vairākus koaksialus cilindriskus griezumus caur zobu flanku virsmām, piem., griezumu ar radiju r_k galvu ierobežošanai, griezumu ar r_f — robu dibenu ierobežošanai, vai griezumu dalijuma radija r atstatumā no ass, tad griezumu līknes (ar zobu flankām) arvien būtu skrūves līnijas. Tādēļ būtu pareizāk nosaukt zobratus ar „slīpiem" zobiem par skrūvratiem ar parallelām asīm, kā to bieži arī dara.

Kā nupat teicām, cilindriskie griezumi, krustojoties ar zobu flankām, šeit nekad nedod taisnes (kā tas bija taisno zobu gadijumā); vienīgās taisnes, kas vispāri var iekļauties zobu flanku virsmās, ir flanku veidotājas līnijas AB, kas šķērso rata asi. Ja tādēļ arī pretrata

zobs ir veidots no tās pašas taisnes AB, tad, acīmredzot, pa šo taisno līniju var notikt abu zobu flanku saskaršanās resp. sazobe.

Pretrata zoba flankas izveidošana ar līniju AB viegli izdarama analoģiskā veidā: uztinam plakni līdz ar AB vispirms uz pretrata pamatcilindra, kamēr AB tam pilnīgi piegulstas, un tad izdaram notīšanas procesu tāpat kā pirmajam ratam (688. zīmējumā parādīta tikai tuvākā evolventa A_{oo} A). Skrūves līnijas kāpes leņķis uz pretrata pamatcilindra paliek, saprotams, tas pats kā pirmajam ratam, t. i. $90° - \beta_g$. Skaidrs, ka arī papildinājumi līdz 90°, t. i. slīpuma leņķi uz pamatcilindriem β_g ir vienādi abiem ratiem.

Kā viegli redzēt, starp abu ratu skrūvju līnijām tomēr būs diference: pretrata skrūves līnijas kāpe ir pretējā virziena. Piem., 688. zīmējumā pirmā rata skrūves līnijai ir labā kāpe, otrā rata — kā viegli redzēt — kreisā kāpe (jo pie uztīšanas punkts A šeit piegulstas cilindram agrāk nekā B). Tā tad: diviem cilindriskiem zobratiem ar slīpiem zobiem un ar parallelām asīm ir arvien pretējas skrūvlīniju kāpes, kaut gan slīpuma leņķa β_g vērtības ir vienādas. Komplektus tādēļ no skrūvratiem nevar veidot (jo rats ar tādu pašu otru ratu nevar kopā strādāt).

Kāpes un slīpuma leņķus pa lielākai daļai pieņemts mērot (un atzīmēt) nevis uz pamatcilindra (kur tie ir $90° - \beta_g$, resp. β_g), bet uz dalijuma cilindra ar radiju r (688. zīm.), kas normaliem nepārbīdītiem ratiem pēc analoģijas ar agrāk taisno zobu teorijā teikto iet caur velšanās taisni (agrāk punktu) CC. Šo pēdējo mēs savukārt dabūjam kā sazobes plaknes (agrāk līnijas) un zobratu asu plaknes (agrāk centru līnijas) OO′ krustojumu. Velkot vēl caur CC plakni, kas ir perpendikulara OO′, mēs dabūjam starp to un sazobes plakni t. s. sazobes leņķi α_s transversal- jeb pieres griezumā, kas pilnīgi atbilst agrāk aplūkotam sazobes leņķim α.

Kā agrāk, tā arī šeit mēs dabūjam, acīmredzot:

$$r_g = r \cdot \cos \alpha_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Atrast sakarību starp slīpuma leņķi β_g uz pamatcilindra, resp. arī sazobes plaknes, un β uz dalijuma cilindra ir viegli (to mēs jau reiz izdarijām skrūvei, sk. III nodaļā).

Notinam uz plaknes skrūves līnijas, ko zoba flanka veido uz pamata un dalijuma cilindriem; absolutās kāpes abām ir vienādas, bet pamati ir dažādi: $2\pi r_g$ un $2\pi r$ (689. zīm.).

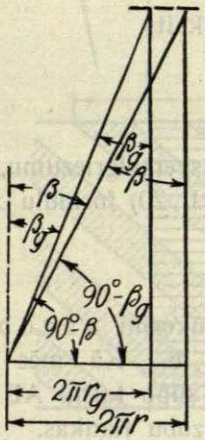
Tādēļ dabūjam [ar (1) form.]:

$$\frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\beta_g} = \frac{2\pi r}{2\pi r_g} = \frac{r}{r_g} = \frac{1}{\cos\alpha_s},$$

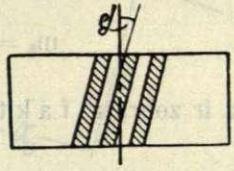
vai:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\beta_g}{\cos\alpha_s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

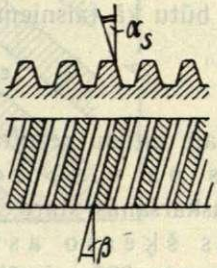
Kā redzējām, zobratos ar galīgu radiju cilindriskie griezumi — tā tad arī griezums dalijuma cilindra radija r atstatumā — krustojas ar zobu flanku virsmām pa līknēm — skrūves līnijām (sk. 695. lpp.). Tādēļ leņķis β jāmēro starp skrūves līnijas tangenti un cilindra veiduli, kas iet aksialā virzienā. Bieži gan vienkāršības dēļ zīmē (it sevišķi, ja



689. zīm.



690. zīm.



691. zīm.

β un b nav lieli) zobu konturas pretskatā kā taisnas līnijas (sk. 690. zīm.). Pareizi tas, saprotams, ir tikai zobu stieņa gadijumā, kur $r = \infty$. Tad skrūves līnijas pārvēršas parallelās taisnēs un tādēļ arī pretskatā tās tādas paliks (sk. 691. zīm.). Skaidrs, ka zobu stienī arī zobu profili transversalgriezumos būs (tāpat kā agrāk taisnu zobu gadijumā) veidoti no taisnām līnijām, kas veido leņķi α_s ar zobu simmetrijas asīm.

Ievērojot 694. lpp. par zobu flanku veidošanu no taisnes AB punktiem (kas dod evolventas!) sacīto, kļūst skaidrs, ka transver-

salgriezumos sazobes apstākļi ir principiali tādi paši, kā agrāk taisnu zobu gadijumā aplūkotie. Mums ir taisna sazobes līnija, kas veido leņķi α_s (ja nav asu pārbīdes) ar dalijuma aploču (t. i. dalijuma cilindru transversalgriezumu) kopējo tangenti; līnijas pieskarpunkti pamataplocēm ir, kā agrāk, N_1 un N_2 (sk. 692. zīm.). Tāpat kā agrāk, sazobe sāksies punktā K_2 un beigsies punktā K_1, kur galvas aploces krusto sazobes līniju. Apzīmējot transversalgriezumos kā agrāk: dalijuma aploces radiju ar r (resp. caurmēru ar d), pamataploces radiju ar r_g, bet (atšķirībā no agrākā) dalijumu ar t_s un modulu ar m_s, mēs dabūjam tāpat kā agrāk taisniem zobiem šādas pamatformulas:

$$\left.\begin{aligned} t_s &= \frac{2\pi r}{z} = \frac{\pi d}{z} \\ m_s &= \frac{t_s}{\pi} = \frac{2r}{z} = \frac{d}{z} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Šeit z ir zobrata faktiskais zobu skaits.

Pārsegums.

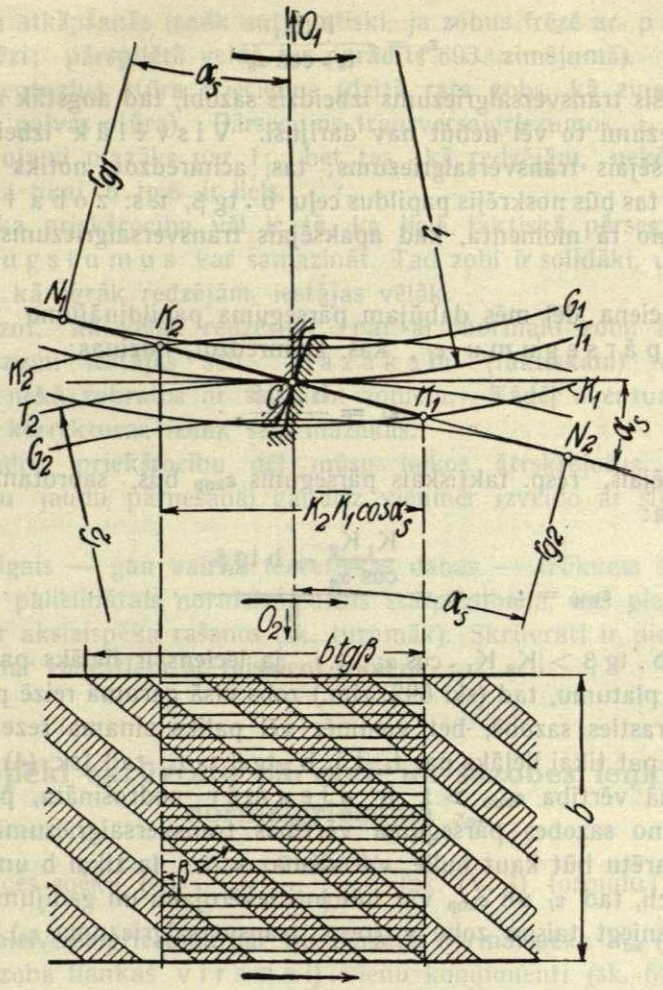
Ja mēs aplūkotu tikai vienu transversalgriezumu, tad pārsegums ε_s būtu kā taisniem zobiem [sk. (VIII. 20) formulu]:

$$\varepsilon_s = \frac{K_2 K_1}{t_s \cdot \cos \alpha_s}.$$

Pavisam citādu rezultatu gūsim, ja aplūkosim sazobes apstākļus pa visu zoba dziļumu b. Kā mēs 696. lpp. teicām, saskaršanās starp zobiem notiek pa slīpo taisni AB (sk. 688. zīm.), kas šķērso asi un kas veido zobu flankas. Ja, piem., apakšējais rats 688. zīmējumā rotē, kā parādīts, pulksteņa rādītāja virzienā, tad sazobe beigsies daudz ātrāk flankas B galā. Atkarībā no leņķa β_g [tā tad arī β, sk. (2) nol.] vērtības, sazobe turpināsies vēl ilgāku vai īsāku laiku A galā, kamēr punkts A nonāks tādā pat relativā stāvoklī pret C, kādā bija B pret savu C, kad tur sazobe izbeidzās. Tādēļ visa zoba sazobes ilgums, un līdz ar to arī faktiskais jeb t. s. kopējais pārsegums ε_{kop} dažreiz ievērojami pārsniegs ε_s.

Kopējais pārsegums ε_{kop}, acīmredzot, atkarājas no zobu slīpuma leņķa β un no rata dziļuma b. Jo tie ir lielāki, jo lielāks ir ε_{kop}. Tas viegli pierādams, ja aplūkojam ratu pretskatā (sk. 692. zīm.).

Sazobe norit transversalgriezumā starp punktiem K_2 un K_1. Tā tad rata pretskatā (692. zīm. apakšā) sazobes stāvoklī ir visi zobi, kas



692. zīm.

atrodas starp vertikalēm caur K_2 un K_1, resp. t. s. sazobes laukumā (horizontali svītrotā). Ja mums būtu taisni zobi, tad, kā redzams, ar to pašu m_s, resp. t_s sazobes stāvoklī varētu atrasties reizē ne vairāk par 3 zobiem. Tagad turpretim, kā skice rāda, sazobē var atrasties reizē pat 6 zobi (5 ir sazobes laukumā, sestais tikko no tā izgājis); tādēļ pārsegumam jābūt ievērojami lielākam.

Par cik īsti tas palielinas, viegli redzams (692. zīm.): kāda zoba apakšējais transversalgriezums, izskrejot caur sazobes laukumu, dod pārsegumu:

$$\varepsilon_s = \frac{K_2 K_1}{t_s \cdot \cos \alpha_s}.$$

Bet kad šis transversalgriezums izbeidzis sazobi, tad augstāk novietotie zoba griezumi to vēl nebūt nav darijuši. Visvēlāk izbeigs sazobi pats augšējais transversalgriezums; tas, acīmredzot, notiks tikai pēc tam, kad tas būs noskrējis papildus ceļu $b \cdot \operatorname{tg} \beta$, t. s. zoba lēcienu (skaitot no tā momenta, kad apakšējais transversalgriezums izbeidzis sazobi).

Šī lēciena dēļ mēs dabūjam pārseguma papildinājumu t. s. lēciena pārsegumu ε_l, kas, acīmredzot, līdzinas:

$$\varepsilon_l = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{t_s}.$$

Kopējais, resp. faktiskais pārsegums ε_{kop} būs, saprotams, ε_s un ε_l summa:

$$\varepsilon_{kop} = \varepsilon_s + \varepsilon_l = \frac{\frac{K_1 K_2}{\cos \alpha_s} + b \operatorname{tg} \beta}{t_s} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Ja $b \cdot \operatorname{tg} \beta > |K_2 K_1 \cdot \cos \alpha_s$, t. i., ja lēciens ir lielāks par sazobes laukuma platumu, tad (sk. 692. zīm.) zobs visā garumā reizē pat nekad nevar atrasties sazobē, bet vienmēr vēl paliks zināma rezerve. Ja $b \cdot \operatorname{tg} \beta$ ir pat tikai lielāks par t_s, t. i. $b \cdot \operatorname{tg} \beta > t_s$, tad [sk. (4) formulu] pārseguma vērtība $\varepsilon_{kop} > 1$ ir vienmēr nodrošināta, pilnīgi neatkarīgi no sazobes pārseguma vērtības transversalgriezumā ε_s; šī pēdējā varētu būt kaut nulle, vai vismaz < 1. Ja tikai b un β ir pietiekoši lieli, tad ε_l un ε_{kop} var būt ļoti ievērojami un gadijumā vairākkārt pārsniegt taisno zobu ε (resp. transversalgriezuma ε_s).

Skrūvratu priekšrocības.

Aprādītā īpatnība — liels ε_{kop} — ir viena no vērtīgākām skrūvratu īpašībām; lielā pārseguma dēļ šo ratu gaita ir daudz vienmērīgāka un klusāka. Tam pievienojas vēl tas apstāklis, ka zobs neiekļūst sazobē pa visu dziļumu b reizē, bet pamazām no viena gala līdz otram, kas, saprotams, veicina triecienu mīkstināšanu un papildu spriegumu samazināšanu. Tā paša iemesla dēļ flanku kļūdas šeit neatstāj tādu iespaidu uz sazobi, kā taisniem zobiem. Var pat ar nolūku vai nejauši (piem., frēzējot ar gliemežfrēzi) izveidot kļūdainas flankas, piem., atkāpties zoba galvas galā no evolven-

tas (tāda atkāpšanās iznāk automatiski, ja zobus frēzē ar p a r a s t o gliemežfrēzi; pārspīlētā veidā tas parādīts 693. zīmējumā). Tas mīkstinās eventualus stūra triecienus (dzītā rata zobs, kā zinam, iesāk sazobi no galvas stūra). Pārsegums transversalgriezumos ε_s tad var būt ievērojami mazāks par 1; bet tas, kā redzējām, nekādu lomu nespēlē, ja tikai b.tg β ir liels.

Tālāka priekšrocība vēl ir tā, ka lielā faktiskā pārseguma dēļ z o b u a u g s t u m u s var samazināt. Tad zobi ir solidāki, un apakšgriezumi, kā agrāk redzējām, iestājas vēlāk.

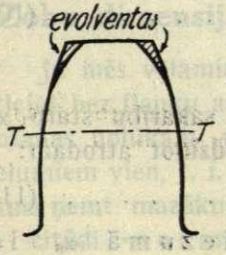
Beidzot, kā vēlāk redzēsim, pat ar normalu zobu augstumu apakšgriezumi iestājas šeit m a z ā k a m (faktiskam) robežzobskaitam nekā zobratos ar taisniem zobiem. Tādēļ eventuali nepieciešamās korrekturas iznāk šeit mazākas.

Aprādīto priekšrocību dēļ mūsu laikos ātrskrejošus pārvadus l i e l ā k u jaudu pārnešanai gandrīz vienmēr izveido ar slīpiem zobiem.

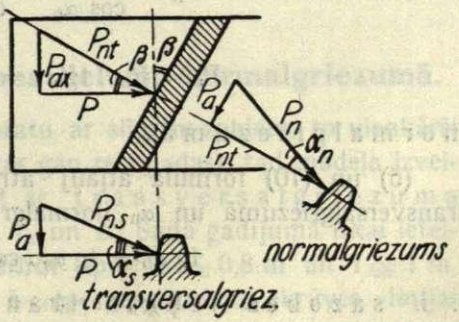
Vienīgais — gan vairāk teoretiskas dabas — trūkums šiem zobratiem ir palielinātais normalspiediens starp zobiem, kas pie tam vēl saistīts ar aksialspēka rašanos (sk. turpmāk). Skrūvrati ir, diemžēl, arī dārgāki par zobratiem ar taisniem zobiem.

Spēki skrūvratu pārvadā un sazobes leņķis normalgriezumā α_n.

Aploces spēku $P = \frac{M_v}{r} = \frac{71620\ N}{nr}$ [sk. (V. 3) formulu] var uzskatīt transversalgriezumā par tur darbīgā normalspēka P_{ns} (kas n a v normals zoba flankas v i r s m a i) vienu komponenti (sk. 694. zīm.).



693. zīm.



694. zīm.

Otrā komponente P_a ir perpendikulara rata asij un tiecas atbīdīt zobratus vienu no otra nost.

No skices dabūjam [sk. analoģiju ar (VIII. 13) formulu]:

$$P_{ns} = \frac{P}{\cos \alpha_s}; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

$$P_a = P \cdot \operatorname{tg} \alpha_s \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

(transversalgriezumā).

Bet mēs varam izdarīt spēku sadalīšanu arī dalijuma cilindra pieskarplaknē; tad aploces spēks P ir viena komponente spēkam P_{nt}, kas ir perpendikulars skrūves līnijas tangentei. Otrā komponente ir aksialais spēks P_{ax}, kas tiecas pārbīdīt zobratu ass virzienā. No 694. zīm. atrodam:

$$P_{nt} = \frac{P}{\cos \beta}; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

$$P_{ax} = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

(dalijuma cilindra pieskarplaknē).

Ja mēs tālāk izdaram t. s. normalgriezumu perpendikulari skrūves līnijas tangentei uz dalijuma cilindra, tad tur, acīmredzot, spēku P_{nt} var uzskatīt par vienu komponenti normalspēkam pret zoba flankas virsmu P_n. Otrā komponente ir tas pats rata asij perpendikularais spēks P_a, kuru mēs jau atradām transversalgriezumā ar (6) formulu.

Apzīmējot šeit leņķi starp P_n un P_{nt} — t. s. sazobes leņķi normalgriezumā (sk. turpmāk) — ar α_n (tas nelīdzinas α_s!), mēs atrodam ar (7) formulu:

$$P_n = \frac{P_{nt}}{\cos \alpha_n} = \frac{P}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_n}; \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

$$P_a = P_{nt} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

(normalgriezumā).

(6) un (10) formula atļauj atrast vienkāršu sakarību starp α_s transversalgriezumā un α_n normalgriezumā; pielīdzinot atrodam:

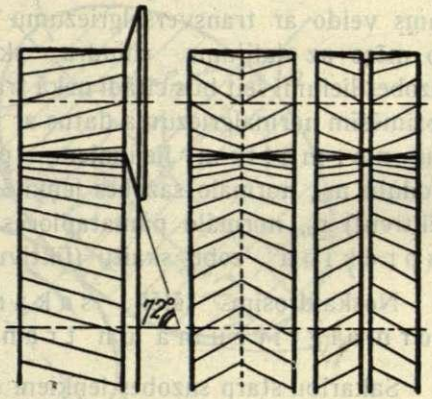
$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_s \cdot \cos \beta, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

t. i. sazobes leņķis transversalgriezumā α_s ir lielāks par leņķi normalgriezumā α_n.

Salīdzinot divus zobratus, k u r u α_n i r v i e n ā d i, bet no kuriem viens ir ar slīpiem ($\alpha_s > \alpha_n$), otrs ar taisniem zobiem ($\beta = 0$; tādēļ $\alpha_s = \alpha_n = \alpha$), redzams [sk. (9) formulu], ka normalspēks P_n pirmā gadijumā ir lielāks, t. i. arī virsmas spiede tur ir lielāka. Tāpat spēks P_{ns}, kas loka vārpstu, tur ir lielāks, jo [kā (11) formula rāda] $\alpha_s > \alpha_n$; bet taisno zobu gadijumā ($\alpha_s = \alpha_n$ dēļ) šis spēks ir vienkārši:

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha_n} = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

Slīpo zobu gadijumā no jauna nāk klāt aksialspēks $P_{ax} = P \cdot \operatorname{tg} \beta$. Tas jāuzņem vai nu ar specialiem aksialgultņiem (resp. ar attiecīgi pārveidotiem radialgultņiem, ja tas nav liels), vai arī jāizlīdzina pašu zobratu starpā. Vienkāršākais līdzeklis ir simmetriski šautrveida zobi, resp. divi kopā salikti zobrati ar vienādu pretēju kāpi (695. zīm. pa labi). Bet var arī (kā BBC firma to dara) izveidot mazo ratu ar viegli konisku atloku (kona pusleņķis līdzinas 72°), kam atbilst lielā ratā attiecīgi izveidotā pretkona atbalstvirsma (695. zīm. pa kreisi). Zobu slīpumu virziens tā izvēlēts, lai, pārvadam rotējot, atloks automatiski piespiestos pie pretkona, tādā veidā izlīdzinot aksialos spēkus zobratu starpā un nepiepūlot gultņus. Starp koniskām atbalstvirsmām rodas, kā viegli saprast, ķīļveida sprauga, kas, kā redzējām, nodrošina labu atbalstvirsmu eļļošanu.



695. zīm.

Zobu dimensijas un sazobes lielumi normalgriezumā.

Ja mēs vēlamies izveidot zobratu ar slīpiem zobiem, to vienkārši atlejot bez flanku apstrādāšanas (tas gan reti gadas), tad modeļa izveidošanas nolūkam v a r a m iztikt ar t r a n s v e r s a l g r i e z u m a lielumiem vien, t. i. ar m_s, t_s, α_s, r, r_g un z. Šādā gadijumā tikai ieteicams ņemt mazākus k un f — varbūt apm. $k \cong 0{,}8$ m un $f \cong 1$ m, jo citādi n o r m a l g r i e z u m ā (perpendikulari skrūves līnijai uz dalijuma cilindra) mēs dabūtu nevajadzīgi augstus zobus (sk.

turpmāk). Ja tikai b un β ir pietiekoši lieli, tad lēciena pārseguma dēļ pietiekošs kopējs pārsegums ε_{kop} būs nodrošināts (sk. 700. lpp. teikto) pat ar šo samazināto zobu augstumu.

Ja turpretim — kā tas būs parastais gadījums praksē — mēs vēlamies apstrādāt zobu flankas, tad, saprotams, vēlams iztikt ar tirgū dabūjamiem normētiem darba rīkiem. Skaidrs, ka darba rīks izstrādās zoba robu gareniskā virzienā (t. i. skrūves līnijas virzienā); tādēļ dažu sazobes apstākļu izpētīšanai no darba rīka atkarīgā roba (resp. flankas) forma jāaplūko ne tikai transversalgriezumā, bet arī roba gareniskam virzienam (resp. skrūves līnijas tangentes uz dalijuma cilindra virzienam) perpendikulārā t. s. normalgriezumā. Kā 694. zīm. rāda, normalgriezums veido ar transversalgriezumu leņķi β (t. s. zoba slīpuma leņķi, ko mēro uz dalijuma cilindra, sk. 696. lpp.). Zoba dimensijas un sazobes lielumi šeit būs citādi nekā transversalgriezumā. Lai tos atšķirtu, apzīmēsim normalgriezuma datus ar indeku $_n$ un sauksim tos vispārīgi par normaliem lielumiem, piem.: normaldalijumu t_n, normalmodulu m_n, normalo sazobes leņķi α_n, normalo dalijuma aploces radiju (fiktivu!) r_n, normalo pamataploces radiju (fiktivu!) r_{gn}, normalo jeb „aprēķina" zobu skaitu (fiktivu!) z_n u. t. t.

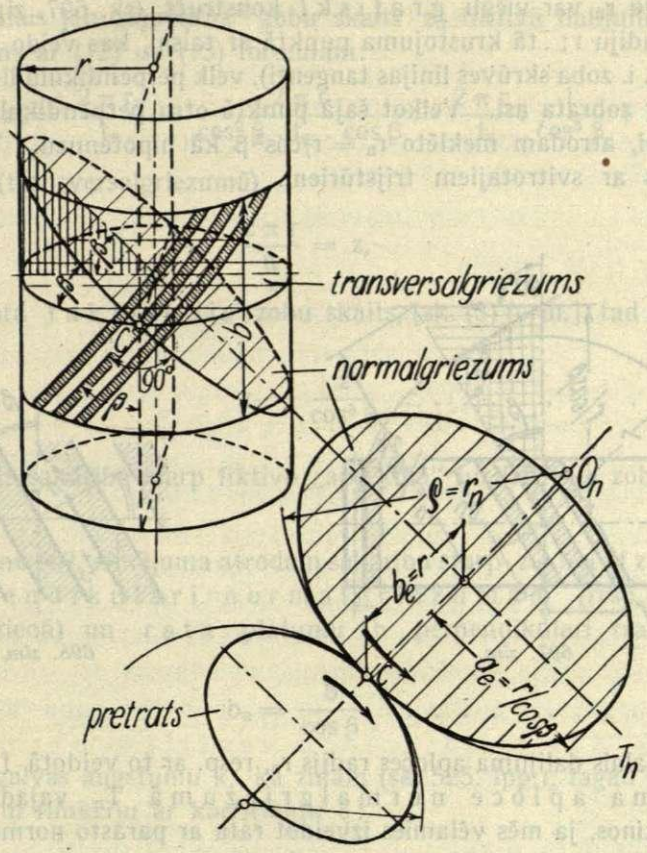
Noskaidrosim tālāk sakarības starp lielumiem normalgriezumā un transversalgriezumā.

Sakarību starp sazobes leņķiem α_s un α_n mēs jau atradām 702. lpp., proti:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_s \cdot \cos \beta \,. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Šķeļot dalijuma cilindru ar normalgriezumu (perpendikulari skrūves līnijas tangentei), kas veido ar transversalgriezumu leņķi β un ko izdaram caur transversalgriezuma velšanās punktu C (sk. 696. zīm.), mēs, acīmredzot, dabūjam ellipsi ar īso pusasi $b_e = r$ un garo pusasi $a_e = r/\cos \beta$ (no vertikali svītrotā trijstūra). Pretrata dalijuma cilindru normalgriezums, acīmredzot, griezīs tādā pašā veidā, un tas arī dos ellipsi, pie kam abas ellipses saskarsies punktā C īso pusasu galos. Dalijuma cilindriem (citiem vārdiem — zobratiem) rotējot, abām šim ellipsēm jāveļas vienai par otru, reizē ar to it kā deformējoties, jo ellipsu izmēri un stāvokļi telpā, acīmredzot, nemainas.

Bet šo divu ellipsu velšanos ar deformaciju var tuvīni atvietot ar divu fiktivu aploču velšanos, kuru radiji r_n (normalie dalijuma aploču radiji) līdzinas ellipsu



696. zīm.

lieces radijiem ρ punktā C, t. i. īso pusasu galos. Kā zināms, tur ellipses lieces radijs, apzīmējot pusasis ar a_e un b_e, ir:

$$\rho = \frac{a_e^2}{b_e}.$$

Atvietojot:

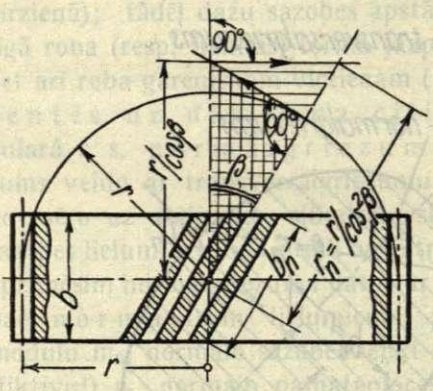
$$a_e = r/\cos\beta, \qquad b_e = r, \qquad \text{un} \qquad \rho = r_n,$$

atrodam:

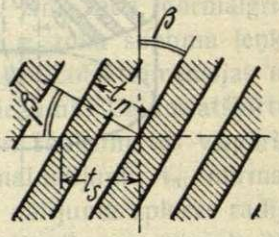
$$r_n = \frac{r}{\cos^2\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Tāda ir sakarība starp normalo (fiktivo!) dalijuma aploces radiju un dalijuma aploces radiju transversalgriezumā.

Radiju r_n var viegli grafiski konstruēt (sk. 697. zīm.): velk loku ar radiju r; tā krustojuma punktā ar taisni, kas veido leņķi β ar rata asi (t. i. zoba skrūves līnijas tangenti), velk perpendikulu līdz krustojumam ar zobrata asi. Velkot šajā punktā otru perpendikulu līdz slīpai taisnei, atrodam meklēto $r_n = r/\cos^2\beta$ kā hipotenuzu. Tas viegli pierādams ar svītrotajiem trijstūriem.



697. zīm.



698. zīm.

Normalais dalijuma aploces radijs r_n, resp. ar to veidotā fiktiva dalijuma aploce normalgriezumā T_n vajadzīga zobrata aprēķinos, ja mēs vēlamies izveidot ratu ar parasto normēto darba rīku (sk. 704. lpp.). Tā kā (kā nupat teicām), zobratiem rotējot, varam tuvīni pieņemt, ka abu zobratu aploces T_n veļas viena par otru, tad principiali viss, ko mēs savā vietā teicām par taisnzobu zobratu ģeometriski-kinematisko izpētīšanu un aprēķinu, šeit ar relativi niecīgu kļūdu attiecinams uz apstākļiem normalgriezumos, resp. uz lielumiem, ko tur iegūstam.

Dalijums normalgriezumā t_n, jeb t. s. normaldalijums, kas reizē būs arī (pa lielākai daļai normētais) darba rīka dalijums, ir, acīmredzot (sk. 698. zīm.):

$$t_n = t_s \cdot \cos\beta \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

T. s. normalmoduls, reizē arī (normētais) darba rīka moduls m_n ir:

$$m_n = \frac{t_n}{\pi} = m_s \cdot \cos\beta \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13a)$$

Normalais jeb „aprēķina" zobu skaits z_n fiktivā dalijuma aplocē T_n atrodams ar (12) un (13) formulām:

$$z_n = \frac{2\pi r_n}{t_n} = \frac{2\pi r}{\cos^2\beta \cdot t_s \cdot \cos\beta} = \frac{2\pi r}{t_s} \cdot \frac{1}{\cos^3\beta};$$

bet tā kā (transversalgriezumā)

$$\frac{2\pi r}{t_s} = z,$$

kur z ir rata f a k t i s k a i s zobu skaits, [sk. (3) form.], tad dabūjam ievietojot:

$$z_n = \frac{z}{\cos^3\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Tāda ir sakarība starp fiktivo „aprēķina" un faktisko zobu skaitu ratā.

Tālāk no 697. zīmējuma atrodam sakarību starp z o b a d z i ļ u m u b_n p e r p e n d i k u l a r i n o r m a l g r i e z u m a m (resp. skrūves līnijas virzienā) un r a t a platumu b perpendikulari transversalgriezumam:

$$b_n = \frac{b}{\cos\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Zoba galvas augstumu k, kā zinam (sk. 525. lpp.), tagad pieņemts izteikt kā m funkciju ar koeficientu ξ:

$$k = \xi \cdot m.$$

Slīpo zobu gadijumā, saprotams, k absolutā vērtība paliek tā pati kā transversal-, tā arī normalgriezumā. Izteicot to vai nu ar ξ_s kā m_s funkciju, vai arī ar ξ_n kā m_n funkciju, mēs dabūjam:

$$k = \xi_n \cdot m_n = \xi_s \cdot m_s.$$

Ievietojot no (13a) formulas:

$$m_n = m_s \cos\beta,$$

atrodam:

$$\xi_s = \xi_n \cdot \cos\beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

Tas nozīmē, ka transversalgriezumā zobi ir r e l a t i v i zemāki un solidāki (jo ξ_s ir mazāks). Ja rats apstrādāts ar n o r m ē t u darba rīku, tad n o r m ē t a i s koeficients ir ξ_n (pa lielākai daļai $\xi_n = 1$, tāpat kā taisniem zobiem); ξ_s ir tādēļ mazāks (sk. arī 703. lpp.).

Asu atstatumi nekorrigētam pārvadam.

Asu atstatums a_o (faktiskais!) nepārbīdītiem un nekorrigētiem zobratiem (t.i. nullpārvadam) atrodams kā summa no abu dalijumu aploču radijiem r_1 un r_2 transversalgriezumā (resp. diference iekšējās sazobes gadijumā):

$$a_o = r_1 \pm r_2.$$

Ar (3) un (13a) formulu:

$$r = \frac{m_s \cdot z}{2} = \frac{m_n \cdot z}{2 \cos \beta}$$

atrodam:

$$a_o = \frac{m_s \cdot (z_1 \pm z_2)}{2} = \frac{m_n \cdot (z_1 \pm z_2)}{2 \cdot \cos \beta}, \quad \ldots\ldots \quad (17)$$

kur m_n ir (gandrīz vienmēr) normētais darba rīka moduls.

Vispārīgi runājot, saucēja reizinātāja $\cos \beta$ dēļ asu atstatums neiznāks apaļš skaitlis kā taisnu zobu gadijumā. Tālāk redzams, ka mainot β, var sasniegt zinamās robežās ikkatru vēlamo atstatumu starp zobratu asīm, kas pārvados ar taisnzobu ratiem nebija iespējams modula normēšanas dēļ (sk. 622. lpp.).

Analoģiski var aprēķināt arī asu atstatumu a_{on} starp fiktivo dalijumu aploču centriem normalgriezumā [ar (14) un (12) formulu]:

$$a_{on} = r_{1n} \pm r_{2n} = \frac{m_n \cdot (z_{1n} \pm z_{2n})}{2} = \frac{m_n (z_1 \pm z_2)}{2 \cos^3 \beta} =$$

$$= \frac{(r_1 \pm r_2)}{\cos^2 \beta} = \frac{a_o}{\cos^2 \beta} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Isas ziņas par zobratu ar slīpiem zobiem apstrādāšanu.

Paņēmieni ir šeit principā tādi pat, kā tos savā vietā aplūkojām taisnu zobu gadijumā. Arī šeit izšķirsim:

1) formpaņēmienus un
2) novelšanas paņēmienus.

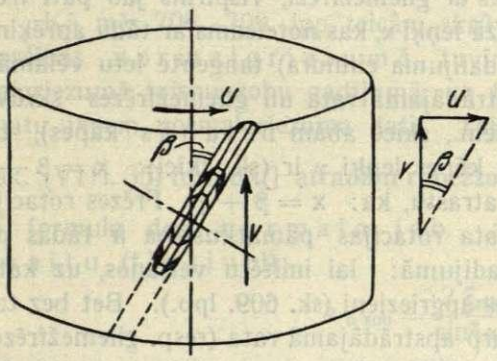
Arī instrumenti ir, kā jau 704. lpp. minējām, tie paši, gandrīz vienmēr normētie, proti: ripu frēze vai pirkstu frēze formpaņēmienam; Fellows'a rats, zobstienis, vienzoba grieznis, gliemežfrēze un slīpējamā ripa novelšanas paņēmienam.

Slīpo zobu apstrādāšana atšķiras no taisno zobu apstrādāšanas galvenokārt tikai ar to, ka šeit relativā kustība starp darba rīku un apstrādājamo zobratu jāpapildina ar tādu, kas mums dod iespēju taisnā zoba vietā izveidot slīpu. Piem., frēzējot ar formfrēzi, bez frēzes rotacijas (apstrādāšanas) kustības un apstrādājamā rata (resp. frēzes) virzīšanas ar ātrumu v, apstrādājamais rats vēl jāgriež ar aploces ātrumu (uz dalijuma cilindra) u tā, lai rastos attiecība:

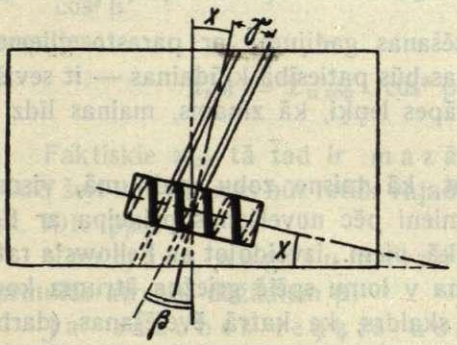
$$\frac{u}{v} = \operatorname{tg} \beta$$

(sk. 699. zīm.). Tikai tad mēs dabūsim vēlamo zobu slīpumu β; saprotams, frēzes simmetrijas plakne jānostāda šai leņķī β.

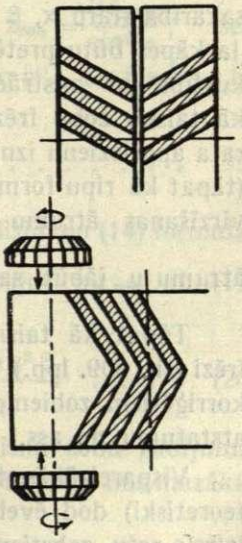
Frēzes dimensijām jāatbilst (kā 706....707. lpp. teikts) normalgriezuma lielumiem: m_n, z_n, ξ_n u. t. t. Tādēļ mēs dabūjam normētos zobu izmērus normalgriezumā, un tādēļ, acīmredzot, arī eventualu korrekturu izejas punkts būs normalgriezuma dati.



699. zīm.



700. zīm.



701. zīm.

Ripu frēze dod principiali kļūdainas flankas, jo attiecību $\frac{u}{v} = \operatorname{tg}\beta$ var ieturēt tikai vienam, piem., dalijuma cilindram, bet ne citām flanku partijām, kas atrodas virs vai zem dalijuma cilindra. Kļūdas ir gan relativi niecīgas, ja z ir lieli un β ir mazi. Tās turpretim var būt ievērojamas, ja z ir mazi un β ir lieli.

Kā 700. lpp. jau teikts, flanku kļūdas šeit gan nav tik svarīgas, kā taisnu zobu gadijumā. Tādēļ, ja tās nav sevišķi lielas, bieži vien nopietnāki traucējumi pārvadu darbībā nemaz nerodas.

Teoretiski pirkstu formfrēze dod mazākas kļūdas nekā ripu frēze; bet tā kā tā ātri nolietojas un zaudē pareizo formu, tad tā praktiski ir daudz neizdevīgāka.

Apstrādājot zobus pēc novelšanas paņēmiena, bez darba rīka apstrādāšanas kustības un parastās virzīšanas un novelšanas kustības nāks vēl klāt (kā formpaņēmienā) papildu kustība, lai zobi veidotos leņķa β slīpumā.

Apstrādājot, piem., zobus ar gliemežfrēzi, vispirms jau pati frēze (resp. tās ass) jānostāda pareizā leņķī x, kas noteicams ar tādu aprēķinu, lai frēzes skrūves līnijas (uz dalijuma cilindra) tangente ietu vēlamā β virzienā (700. zīm.). Ja apstrādājamā rata un gliemežfrēzes skrūves līnijām ir vienādas kāpes (piem., skicē abām ir labās kāpes), tad sakarība starp x, β un frēzes kāpes leņķi γ ir (sk. skici): $x = \beta - \gamma$. Ja kāpes būtu pretējas, mēs atrastu, ka: $x = \beta + \gamma$. Frēzes rotacijas kustība un apstrādājamā rata rotacijas pamatkustība ir tādas pat kā taisno zobu frēzēšanas gadijumā: lai imitētu velšanos, uz katru rata apgriezienu iznāk z frēzes apgriezieni (sk. 609. lpp.). Bet bez tam (tāpat kā ripu formfrēzei) starp apstrādājamā rata (resp. gliemežfrēzes) virzīšanas ātrumu v un apstrādājamā rata papildu rotacijas ātrumu u jābūt sakarībai: $\frac{u}{v} = \operatorname{tg}\beta$.

Tāpat kā taisnu zobu frēzēšanas gadijumā ar parasto gliemežfrēzi (sk. 609. lpp.), arī šeit flankas būs patiesībā kļūdainas — it sevišķi korrigētiem zobiem, jo frēzes kāpes leņķi, kā zinams, mainas līdz ar atstatumu no ass.

Vispareizākās flankas (tāpat, kā taisno zobu gadijumā, vismaz teoretiski) dod ēvelēšanas paņēmieni pēc novelšanas principa ar Fellows'a ratu, zobstieni u. t. t. Tā kā, piem., izveidojot ar Fellows'a ratu, agrāk aplūkotā virzīšanas ātruma v lomu spēlē griežņa ātruma komponente rata ass virzienā, tad skaidrs, ka katrā ēvelēšanas (darba) gājienā apstrādājamam ratam (resp. grieznim) jāpagriežas vēl ar ātrumu

u tā, lai, tāpat kā agrāk, $\frac{u}{v} = \text{tg}\,\beta$. Bez tam, saprotams, starp darba gājieniem, tāpat kā taisno zobu ēvelēšanas gadijumā, jāimitē velšanās kustība.

Leņķu (šautru) zobus var izgatavot līdzīgā veidā. Var apstrādāt divus atsevišķus ratus ar pretējo kāpi un samontēt tos kopā. Bet tos var izveidot arī no viena gabala, atstājot, piem., vidū cirkularu robu griežņa izskrejai (701. zīm.), un apstrādājot ratu vispirms no vienas puses un tad no otrās. Pavisam bez vidējā roba iztiek Sykes'a paņēmiens; tur lieto 2 Fellows'a ratus, no kuriem katrs apstrādā savu zoba pusi (701. zīm. apakšā) līdz rata vidum.

Pēc Sykes'a paņēmiena apstrādātie zobi ir sevišķi stipri un tādēļ noderīgi lielām un triecienveida slodzēm; zobratiem rotējot, tikai jāatļauj šautras virsotnei skriet pa priekšu.

Korrekturas zobratiem ar slīpiem zobiem.

Kā mēs 706...709. lpp. teicām, skrūvratu ģeometriski-kinematiskās īpašības normalgriezumā tuvīni atbilst īpašībām transversalgriezumā taisnu zobu gadijumā, un tādēļ arī korrekturām par pamatu jāņem normalgriezuma dati. Taisniem zobiem mēs savā vietā [sk. (VIII. 35) formulu] atradām robežzobskaitu: $z_{rob} = \frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2 \alpha}$; šeit šī formula dos normalo jeb „aprēķina" robežzobskaitu (fiktivo!):

$$z_{n\,rob} = \frac{2\,\xi_{rīka}}{\sin^2 \alpha_m}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Faktisko robežzobskaitu z_{rob} atradīsim no (14) formulas $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, pievienojot indekus rob un ievietojot $z_{n\,rob}$ no (19) formulas:

$$z_{rob} = z_{n\,rob} \cdot \cos^3 \beta = \frac{2\,\xi_{rīka} \cdot \cos^3 \beta}{\sin^2 \alpha_n}. \quad \ldots\ldots \quad (20)$$

Faktiskie z_{rob} tā tad ir mazāki nekā taisnu zobu gadijumā. Tādēļ šeit korrekturas būs retāk vajadzīgas, un bez tam tās būs mazākas (sk. 701. lpp.).

Normala augstuma zobiem ar $\xi_{rīka} = 1$ mēs no (20) formulas atrastu dažādiem β:

Ja sazobes leņķis normalgriezumā (resp. zobstieņa - darbrīka flankas slīpums) $\alpha_n = 15°$:

$\beta =$	0°	8°40′	12°15′	15°	17°30′	19°45′	21°50′	23°45′
$z_{rob} =$	30	29	28	27	26	25	24	23
Zobs paliek ass ar $z_{min} =$	8			7				6

$\beta =$	25°40′	27°25′	29°05′	30°50′	32°30′	34°10′	35°50′
$z_{rob} =$	22	21	20	19	18	17	16
Zobs paliek ass ar $z_{min} =$				5			

$\beta =$	37°30′	39°05′	40°50′	42°30′	44°50′	46°05′	48°;
$z_{rob} =$	15	14	13	12	11	10	9;
Zobs paliek ass ar $z_{min} =$	4			3			2.

Tāpat kā taisnu zobu gadijumā, pielaižot nelielus apakšgriezumus, mēs varam samazināt robežzobskaitus līdz t. s. praktiskiem robežzobskaitiem. Pieņemot $z'_{n\,rob} \cong 5/6\, z_{n\,rob}$ (sk. 618. lpp.), mēs dabūjam (ar $\alpha_n = 15°$, resp. $z'_{n\,rob} = 25$):

$\beta =$	0°	9°25′	13°25′	16°35′	19°20′	21°50′	24°10′	26°20′
$z'_{rob} =$	25	24	23	22	21	20	19	18

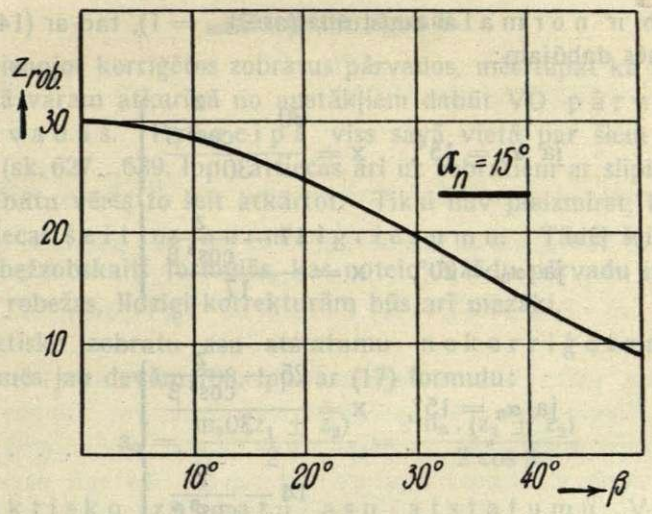
$\beta =$	28°25′	30°30′	32°30′	34°30′	36°30′	38°30′	40°30′
$z'_{rob} =$	17	16	15	14	13	12	11

$\beta =$	42°30′	44°40′	46°50′;
$z'_{rob} =$	10	9	8.

Ja sazobes leņķis normalgriezumā (resp. zobstieņa - darbrīka flankas slīpums) $\alpha_n = 20°$, tad ar $\xi_{rīka} = 1$ teoretiski pareizie faktiskie z_{rob} ir:

$\beta =$	0°	11°30′	16°30′	20°20′	23°50′	27°05′	30°10′	33°05′
$z_{rob} =$	17	16	15	14	13	12	11	10
Zobs paliek ass ar $z_{min} =$	7		6			5		4

$\beta =$	36°	38°55′	41°55′	45°;
$z_{rob} =$	9	8	7	6;
Zobs paliek ass ar $z_{min} =$			3	2.



702. zīm.

Praktiskie z'_{rob} ir:

β =	0°	12°45′	18°15′	22°35′	26°40′	30°20′	33°55′
z'_{rob} =	14	13	12	11	10	9	8
β =	37°30′	41°05′	44°50′;				
z'_{rob}	7	6	5.				

Atliekot z_{rob} β funkcijas veidā (sk. 702. zīm.), redzams, ka sākumā z_{rob} samazinas lēnāk, tad straujāk, un pēc tam atkal lēnāk.

Tāpat kā taisniem zobiem, arī šeit korrekturas būs vajadzīgas, ja $z < z_{rob}$, resp. $z_n < z_{n\,rob}$. Korrekturas $\pm x \cdot m_n$ attiecina uz normēto darba rīku resp. normalo modulu m_n.

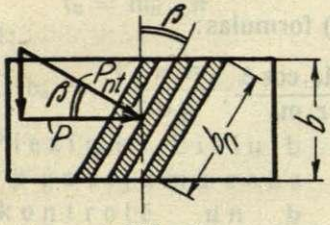
Korrekturu koeficientus x var atrast analoģiski taisno zobu gadijumam [sk. (VIII. 49)...(VIII. 51) form.], ņemot šeit tikai normalgriezuma datus.

Ja mēs vēlamies panākt robežratus ar korrekturu, tad jāņem analoģiski agrākam:

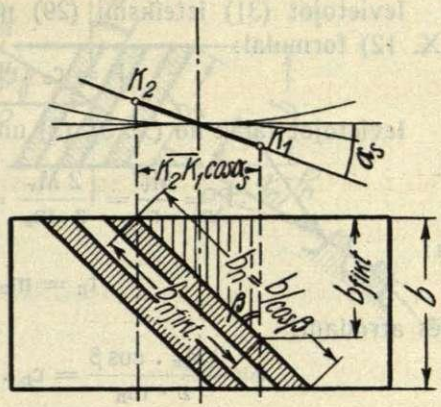
$$x = \xi_{\text{zīka}} \cdot \frac{(z_{n\,rob} - z_n)}{z_{n\,rob}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

resp.:

$$x = \xi_{\text{zīka}} \cdot \frac{(z'_{n\,rob} - z_n)}{z_{n\,rob}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21a)$$



703. zīm.



704. zīm.

P i e z ī m e. Šī iemesla dēļ formulu raksta dažreiz arī vienkārši ar t_s: ja mēs no (13) formulas ievietotu $t_n = t_s \cos\beta$ (29) formulā un svītrotu $\cos\beta$, tad mēs dabūtu: $P \cong c_n \cdot b \cdot t_s$. Tādā veidā formula varbūt ir drusku ērtāka (samērā retā) neapstrādātu, atlietu zobratu aprēķina gadijumā, kur mēs varam iztikt bez normalgriezuma datiem; tikai tad (ievērojot $\cos\beta$ svītrošanu) c_n nav jāpalielina.

Kas attiecas uz b vērtību, tad jāatgādina 700. lpp. teiktais, proti: ja $b \cdot \operatorname{tg}\beta > K_2K_1 \cdot \cos\alpha_s$, tad zobs ar visu savu garumu b_n reizē nevar saskarties ar pretrata zobu, bet tikai ar:

$$b_{n\,fikt} = \frac{K_2K_1 \cdot \cos\alpha_s}{\sin\beta}$$

(sk. 704. zīm. vertikali svītroto trijstūri), kuram atbilst f i k t i v a i s a k s i a l a i s zoba dziļums:

$$b_{fikt} = K_2K_1 \cdot \cos\alpha_s \cdot \operatorname{ctg}\beta \quad \ldots\ldots\ldots \quad (30)$$

Tādēļ lielāku b un β gadijumos, kur šādi sazobes apstākļi var iestāties, zobs jāpārkontrolē, un vajadzības gadijumā (29) formulā faktiskā b vietā jāievieto b_{fikt} no (30) formulas.

Tālāk, tāpat kā taisno zobu gadijumā, mēs izteicam b kā (parasti n o r m ē t ā) t_n funkciju ar koeficientu Ψ_n:

$$b = \Psi_n \cdot t_n \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (31)$$

P i e z ī m e. Dažreiz pieņemts izteikt b kā t_s funkciju: $b = \Psi \cdot t_s$ (kā taisniem zobiem). Mēs to nedarīsim, jo n o r m ē t a i s dalijums taču ir t_n, bet ne t_s.

Dzinējs — kā 749. lpp. jau minēts — gandrīz vienmēr ir gliemezis. Pretējā dispozijā, kā turpmāk vēl runāsim, berzes apstākļi ir daudz neizdevīgāki un var eventuali pat pilnīgi nobloķēt pārvadu tā, ka tas vispārīgi vairs nav iekustinams. Atcerēsimies tikai, ka skrūve ar mazu kāpes leņķi bija pašbremzētājs mechanisms; tas pats sakams arī par gliemezi. Ja tādēļ gliemezis kādreiz ir dzītā daļa, tad tas iespējams tikai ar lielākiem gliemeža kāpes leņķiem.

Kā mēs 747. lpp. redzējām, mēs varam iedomāties gliemežratā t. s. velšanās cilindru (resp. velšanās aploci transversalgriezumā), kas viena gliemeža apgrieziena laikā pagriežas pa gliemeža kāpi h. Tā kā gliemežratam ir, kā redzējām, arī zobi, tad pēc analoģijas ar zobratiem uzskatam šo velšanās cilindru arī par dalijuma cilindru (resp. tā transversalgriezumu par dalijuma aploci), uz kura mērosim t. s. dalijumu t, proti, atstatumu cirkularā virzienā (transversalgriezumā) starp diviem analoģiskiem kaimiņu zobu punktiem.

Tāpat kā zobratiem varam definēt arī modulu transversalgriezumā m, dalot t ar π :

$$m = t/\pi. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Apzīmējot gliemežrata dalijuma - velšanās cilindra (resp. aploces) radiju ar R, mēs dabūjam, acīmredzot, tādas pašas sakarības starp R, t un m, kā zobratos (sk. 721. zīm.).

$$t = \frac{2\pi R}{z}; \quad m = \frac{t}{\pi} = \frac{2R}{z}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Skaidrs, ka gliemezī aksialais atstatums starp diviem analoģiskiem kaimiņu vītņu profilu punktiem būs tas pats t. Ja gliemezim ir g vītņu gājieni, tad sakarība starp gliemeža absoluto kāpi h, g un t būs, acīmredzot:

$$g \cdot t = h. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Gliemezī mēs tālāk varam iedomāties cilindru ar radiju r (sk. 721. zīm.), kas pieskaras gliemežrata velšanās - dalijuma cilindram un ko mēs nosauksim par gliemeža dalijuma cilindru. Velšanās cilindrs tas gan nav, jo tā ass šķērso gliemežrata asi 90° leņķī (kā 747. lpp. teikts, mēs tikai šo gadijumu aplūkosim); tādēļ tas, pārvadam kustoties, nemaz neveļas pa gliemežrata dalijuma cilindru. Par gliemeža dalijuma cilindru to varētu nosaukt tādēļ, ka uz tā (analoģiski zobratam) pieņemts mērot vītņu profilu (kas atbilst zobiem) un to robu platumus; tāpat arī radialā virzienā no tā mēro profila galvas un kājas augstumus (saprotams, arī gliemež-