

**O`ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O`RTA MAXSUS TA`LIM VAZIRLIGI**

**M.M. Shukurov, M. Abduvoxidov, A.√.Obidov,
A.Q.Usmanqulov, S.S. Xadjayev, A.X. Qayumov**

TARMOQ MASHINALARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

*5320300-Texnologik mashinalar va jihozlar (to`qimachilik, yengil va
paxta sanoati) ta`lim yo`nalishi bo`yicha taxsil olayotgan talabalar
uchun darslik*

2-QISM

TOSHKENT - 2015

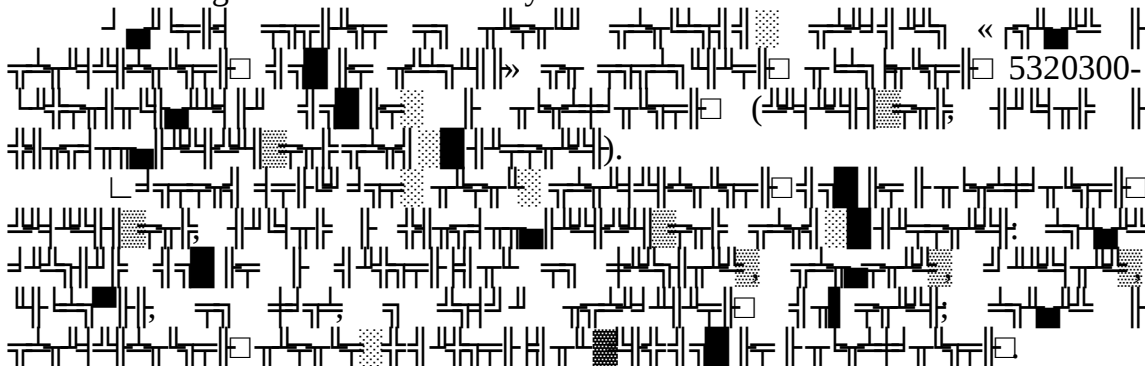
Taqrizchilar t.f.d., professor R.M. Muradov (NamMTI),
t.f.d., professor N.G. Boyboboev (NamMPI).

© **M.M. Shukurov, M. Abduvoxidov, A.Obidov,**
A.Q.Usmanqulov, S.S. Xadjayev, A.X. Qayumov

Tarmoq mashinalarini hisoblash va loyihalash: 5320300-Texnologik mashinalar va jihozlar (to'qimachilik, yengil va paxta sanoati) ta'dim yo'nalishi bo'yicha taxsil olayotgan talabalar uchun darslik.

Mazkur darslikda to'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashina va jihozlarini loyihalash asoslari: mashinalar va mexanizmlar detallarini toliqishga, mustahkamlikka, bikrlikka, titrashga, zarbaga hisoblash hamda mashinalarining quvvatini aniqlash; ushbu mashina va jihozlarning asosiy mexanizmlarini hisoblash va loyihalash bo'yicha asosiy tushunchalar berilgan.

Kitob 5320300-Texnologik mashinalar va jihozlar (to'qimachilik, yengil va paxta sanoati) ta'dim yo'nalishi bo'yicha taxsil olayotgan talabalar uchun darslik sifatida mo'ljallangan. Undan 5321200-Tabiiy tolalarni dastlabki ishlash texnologiyasi, 5320900-Yengil sanoat buyumlari konstruksiyasini ishlash va texnologiyasi ta'lim yo'nalishlari va 5A320315-Paxta sanoati mashina va jihozlari, 5A320310-To'qimachilik sanoati mashina va apparatlari, 5A320901-To'qimachilik xom ashyolarini qayta ishlash texnologiyasi, 5A320902-Tikuv buyumlari texnologiyasi va konstruksiyasini ishlash mutaxassisliklari bo'yicha tahsil olayotgan talabalar hamda to'qimachilik, yengil va paxta sanoati korxonalarining muhandislari ham foydalanishlari mumkin.



The textbook is written on the basis of the subject «Calculation and designing of machines of branch» program of educational direction 5320300-Technological machines and the equipment (textile, light and cotton ginning industry).

In this book the basics of designing of machines and equipment of textile, light and cotton ginning industry are given: calculation of details of machines and mechanisms on weariness, durability, rigidity, vibrations, on blow, and also capacity definitions; calculation and designing of the basic mechanisms of these machines and the equipment.

O'zR Oliy va o'rta maxsus ta'dim vazirligi tomonidan darslik safatida foydalanish uchun tavsiya etilgan

♂ 32-105, 02.02.2015.

M U N D A R I J A

Kirish	7
UCHINCHI BO`LIM. HALQALI YIGIRISH MASHINASINI HISOBLASH VA LOYIHALASH.....	10
XI BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINASINI LOYIHALASHDA KO`RILADIGAN UMUMIY MASALALAR...	10
11.1. Halqali yigirish mashinalarining turlari va tuzilishi.....	10
11.2. Halqali yigirish mashinasining yuritmasi.....	17
XII BOB. YIGIRISH MASHINALARINING CHO`ZUVCHI ASBOBLARI VA TA`MINLASH QURILMALARINI LOYIHALASH	33
12.1. Yigirish mashinalarining cho`zuvchi asboblari.....	34
12.2. Cho`zuvchi asboblarning uzatmalarini loyihalash.....	40
12.3. Taramli tsilindrlarning konstruksiyalari va ularning tuzilishi	48
12.4. Taramli tsilindrlarning liniyalarini mustahkamlikka hisoblash.....	52
12.5. Cho`zuvchi asboblarning yuklama moslamalarini hisoblash.....	57
XIII BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINALARINING ESHISH MEXANIZMI DETALLARINI LOYIHALASH.....	73
13.1. Urchuqlarning konstruksiyalari.....	73
13.2. Urchuqlarning titrashi.....	79
13.3. Urchuqning kritik tezligini deformatsiya usuli yordamida aniqlash.....	84
13.4. Halqa va yugurdak.....	91
13.5. Urchuqlarning yuritmasi.....	96

XIV BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINALARINING OʻRASH MEXANIZMLARINI LOYIHALASH.....	104
14.1. Oʻram strukturasi va shakli.....	104
14.2. Oddiy shaklga ega boʻlgan kalavani shakllantirishdagi oʻrash tenglamasië .	106
14.3. Halqali yigirish mashinalarida konussimon va tsilindrik oʻrash.....	110
14.4. Qoʻzgʻaluvchan halqali plankali va urchuqlarning qoʻzgʻalmas brusiga ega boʻlgan oʻrash mexanizmlari.....	113
14.5. Halqali plankalarga harakatni zanjirli uzatish mexanizmlari.....	121
14.6. Qoʻzgʻalmas halqali plankali va urchuqli qoʻzgʻaluvchan brusli oʻrash mexanizmlari.....	123
14.7. Oʻrash mexanizmlarini loyihalash.....	127
14.8. Kolonka va halqali plankalarini loyihalash.....	137
14.9. Oʻrash richagi-kulachok yigʻma birligini loyihalash.....	145
14.10. Oʻrash richagi-kulachok uzelinini kuchga tadqiq qilish.....	158
14.11. Halqali yigirish mashinalarini takomillashtirish.....	160
TOʻRTINCHI BOʻLIM. TOʻQUV DASTGOHLARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH.....	170
XV BOB. TOʻQUV DASTGOHLARINI LOYIHALASHDA KOʻRILADIGAN UMUMIY MASALALAR.....	170
15.1. Toʻquv dastgohini loyihalashning asosiy masalalari.....	170
15.2. Toʻquv dastgohining texnologik sxemasi.....	172
15.3. Toʻquv dastgohining asosiy mexanizmlari va ularning vazifalarië ..	177
15.4. Toʻquv dastgohlarining ish unumdorligini hisoblash va iqtisodiy samaradorligini aniqlash.....	182

15.5. Zamonaviy to'quv dastgohi ishlab chiqaruvchilar.....	184
XVI BOB. HOMUZA XOSIL QILUVCHI MEXANIZMLARNI HISOBLASH VA LOYIHALASH.....	190
16.1. Homuza hosil qilish bo'yicha asosiy tushunchalar.....	190
16.2. Homuza hosil qilish mexanizmlarining tasniflanishi.....	197
16.3. Homuza hosil qiluvchi mexanizmlardagi kinematik bog'danishlar.....	199
16.4. Shodalar harakatining qonunlari.....	204
16.5. Homuza mexanizmlarining kuch tahlili.....	208
16.6. Homuza mexanizmlarini mustahkamlikka hisoblash.....	213
16.7. STB homuza mexanizmining xususiyatlari va hisobi.....	216
XVII BOB. BATAN MEXANIZMINI HISOBLASH VA LOYIHALASH.....	224
17.1. Batan mexanizmlarining turlari va ularning vazifalari.....	224
17.2. Batan mexanizmining kinematik tahlili.....	231
17.3. Arqoqni jipslash qarshilik kuchi va jipslash yo'li haqida.....	234
17.4. Batan mexanizmlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash.....	235
17.5. Batan mexanizmlarining dinamikasi.....	240
17.6. Qulf mexanizmi va batanning qulfga urilishi.....	245
XVIII BOB. ARQOQ TASHLASH MEXANIZMLARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH.....	252
18.1. Homuzaga arqoq tashlash usullari va mexanizmlari turlari.....	252
18.2. Zarb mexanizmlari va ularga qo'yiladigan talablar.....	256
18.3. O'rtadan uruvchi zarb mexanizmi.....	257
18.4. Zarb jarayoni uchun prof. A.P. Malishev formulasi.....	260
18.5. Zultser (STB) tizimidagi zarb mexanizmi tahlili.....	270

18.6. Noyman tizimidagi zarb mexanizmi tahlili.....	278
18.7. Pnevморapirali va oqimli arqoq tashlash mexanizmlari.....	285
18.8. Arqoq tashlash tezligi va to'quv dastgohi ish unumdorligining o'zaro bog'lanishi.....	292
XIX BOB. TANDANI BO'YLAMA HARAKATLANTIRISH MEXANIZMLARINI HISOBLASH VA LOYIHALASHë ë ë ...	294
19.1. Tanda bo'shatish va taranglash hamda matoni tortish va o'rash jarayonlarining o'zaro bog'lanishi.....	294
19.2. Tanda taranglash mexanizmlarining turlari, vazifalari va ularga bo'lgan talablar.....	294
19.3. Tanda differentsial tormozi.....	297
19.4. Roper tizimidagi tanda rostlagich va undagi texnologik va kinematik munosabatlar.....	300
19.5. Bartlett tanda rostlagichi.....	306
19.6. Kulisali tandarostlagich, uning kinematik va dinamik tahlili.....	308
19.7. Zultser tizimidagi tandarostlagich xususiyatlari.....	313
19.8. STB dastgohi tanda rostlagichining dinamik tahlili.....	315
Adabiyotlar.....	320

KIRISH

Mamlakatimiz iqtisodining jadal rivojlanishida to'qimachilik, yengil va paxta sanoatining o'рни katta ahamiyatga ega, ayniqsa, yaqin yillarda milliy boyligimiz paxta hamda jun, mo'yna, lub to'alalari, ipak kabi xom ashyolarining barchasidan o'zimizda to'liq mahsulot ishlab chiqarish uchun olib borilayotgan iqtisodiy islohotlar ushbu soxaga yanada katta mas'uliyatni yuklaydi.

To'qimachilik va yengil sanoatda ishlatiladigan xom ashyolarning tabiiy (paxta, jun, mo'yna, lub to'alalari, ipak) va kimyoviy (viskoza, kapron, lavsan va boshqa) kabi turli tumanligi, jarayonlarning xaddan ziyod differentsiallashtirilishi, ishlov beriladigan xom ashyo, mahsulot turi va navi bo'yicha jihozlarning tor doirada maxsuslashtirilishi 5000 dan ortiq nomdagi texnologik mashina va jihozlarni tayyorlash zaruriyatini keltirib chiqaradi. Mahsulotning o'tishlar sonini qisqartirish, o'ramlar o'ldhamini kattalashtirish, jarayonlarni avtomatlashtirish, yanada unumdor jihozlarni tayyorlash, ularning gabaritlarini kichraytirish, avtomatik oqim bo'yicha ishlaydigan liniyalarni yaratish va boshqa uzluksiz talablar to'qimachilik, yengil va paxta sanoatiga qo'yilgan yuqoridagi vazifalarni bajarishni yanada murakkablashtiradi.

Asosiy talablar n mehnat va jihozlarning unumdorligini oshirishni amalga oshirish aksariyat to'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashina va jihozlarining tezliklarini juda ham oshirilishiga sabab bo'ldi. Oxirgi 40-45 yil davomida, masalan, paxtadan piliklash mashinalarida pilikni ishlab chiqarish 40-60 dan 350-500 m/min gacha oshdi. Paxta-ip sanoatiga

pnevmomexanik yigirish mashinalarini tadbiq etilishi munosabati bilan mashinalarning eshish mexanizmlarining tezligini 3-4 barobarga oshirishga va ularni 30000-45000 ayl/min ga yetishiga olib keldi. Pnevmatik va pnevmorapmralli to'quv dastgohlarining asosiy valini 300-350 ayl/min da ishlashiga imkon yaratildi. Yuqori tezliklarda ishlaydigan to'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashina va jihozlarini yaratish yanada aniq hisoblash ishlarini bajarishni, yanada mustahkam va yengil materiallar qo'llashni hamda mashinalarning mexanizm va detallarining aniqligini oshirishni talab qiladi. Buning uchun yangi to'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashinasozligi korxonalarini qurish, mavjudlarini rekonstruksiyalash, ularning konstruktorlik byurolarini va tarmoq ilmiy-tekshirish institutlarini kengaytirish hamda ularning moddiy-texnik bazalarini mustahkamlash zaruriyatini tug'diradi.

Mashina va jihozlarning iqtisodiy samaradorligini belgilovchi asosiy ko'rsatkichlar quyidagilardir: mashina va jihozning unumdorligi, mashina va jihozning ishlab chiqargan mahsulot birligining tannarxi; mehnat unumdorligi; ishlab chiqarish maydonining birligidan olingan mahsulot; chiqindilar miqdori, elektr energiya, suv va bug'ning ishlab chiqarilgan mahsulot birligiga sarfi va h.k.

To'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashinasozligining asosiy muhim vazifalaridan biri mamlakatimizda ishlab chiqariladigan to'qimachilik, yengil va paxta sanoati mashinalari konstruktsiyasi va tayyorlash sifati bo'yicha chet ellarda ishlab chiqilgan mashinalardan ustun bo'dishiga erishishdir. Buning uchun muhandis-mashinasozlar, konstruktorlar va texnologlar to'qimachilik, yengil va paxta sanoati uchun yuqori

unumdorli, ishonchli va uzoq muddat ishlaydigan avtomatlashtirilgan jihozlar yaratish uchun chuqur ilmiy-texnik bilimlarga ega boʻlishi kerak.

Har bir muhandis-konstruktor konstruktorlik hisoblarini bajarishni, har tomonlama texnologiyaboplikni hisobga olgan xolda detalni loyihalashni, ular uchun materialni ratsional ravishda tanlashni, loyihalanadigan mashinaning ishonchliligini va uzoq muddat ishlashini belgilashni, iqtisodiy va texnik estetika talablarini hisobga olishni, mashina va mexanizmni yaratishda tajribaviy tadqiqotlarni rejalashtirishni va bajarishni bilishi zarur. Ushbu masalalarning umumiy koʻrinishdagi qisqacha bayoni mazkur darslikda keltirilgan.

Darslik 5320300-Texnologik mashinalar va jihozlar (toʻqimachilik, yengil va paxta sanoati) taʼlim yoʻnalishi «Tarmoq mashinalarini hisoblash va loyihalash» fani dasturi asosida yozilgan.

Darslik mualliflar tomonidan uzoq yillar mobaynida talabalarga bilim berish jarayonida foydalanilayotgan maʼruza kurslari va tegishli sohalari boʻyicha olib borayotgan ilmiy-tadqiqot ishlari asosida, jumladan, I va III boʻlimlar professor M.M. Shukurov va dotsent A.X. Qayumovlar, II boʻlim dotsent A. Usmanqulov, IV-V boʻlimlar dotsent M. Abduvoxidov, VI boʻlim dotsent A. Obidov va dotsent S. Xadjayevlar tomonidan yaratilgan, shuningdek kirish qismi va test savollari hamda darslikni umumiy tahriri dotsent A.X. Qayumov tomonidan bajarilgan.

UCHINCHI BO`LIM. HALQALI YIGIRISH MASHINASINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

XI BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINASINI LOYIHALASHDA KO`RILADIGAN UMUMIY MASALALAR

11.1. Halqali yigirish mashinalarining turlari va tuzilishi

Yigirish mashinasining asosiy vazifasi pilikdan kalava ip xosil qilishdir.

Yigirish mashinasida ipdan bir necha marta yo`g`on bo`lgan mahsulotning uzuliksizligini, pishiqligini ta`minlash va keyingi ishlov berish uchun qulay shaklga ega bo`lgan o`ram - kalava ip xosil qilishdan iborat.

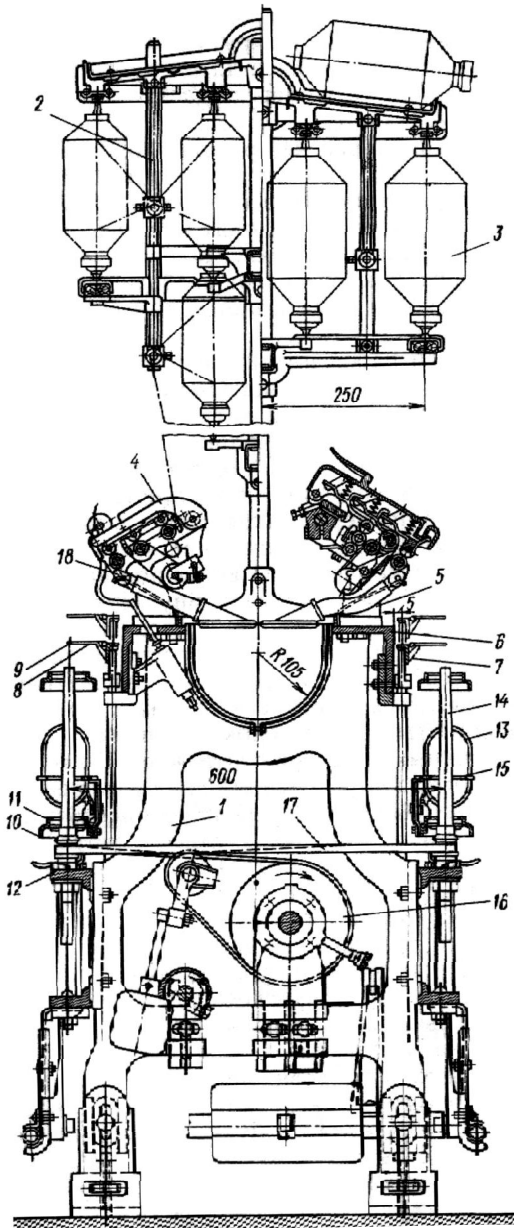
Halqali yigirish mashinalarida asosan uchta texnologik jarayon - cho`zish, eshish va o`rash ishlari bajariladi.

Yigirish mashinalari ishlanayotgan ipning yo`g`onligiga asosan har xil markalarga bo`linadi.

Ingichka yo`g`onlikdagi iplar uchun urchuqlari orasidagi masofalar 66 mm dan, o`rtacha yo`g`onlikdagi iplar uchun urchuqlari orasidagi masofalar 76 mm dan va yo`g`on iplar uchun urchuqlari orasidagi masofalar 83 mm dan iborat bo`lgan mashinalar qo`llanadi.

Yigirish mashinalarining o`ziga xos bo`lgan tomonlari ñ urchuqdan tashqari ishchi organlari sifatida michka yoki ipni eshish uchun halqa-yugurdak juftliklaridan foydalanishdir. Yigirish ishlab chiqarishining barcha mashinalari ichidan halqali yigirish mashinalari eng ko`p ishchi o`rin (urchuq) larga ega bo`ladi. Masalan, urchuqlari orasidagi masofa 66 mm li

boʻlgan umumiy 42 m uzunlikdagi yigirish mashinasida urchuqlar soni 1200 tagacha boʻlishi mumkin.



11.1-rasm. Halqali yigirish mashinasi:

1 - asos; 2 - göaltak ramkasi; 3 - pilikli göaltak; 4 - choʻzuvchi asbob; 5 - tsilindrlar ustuni; 6 - tsilindrlar brusi; 7 - ip oʻtkazgichlar burchakligi; 8 - ip oʻtkazgichlar klapani; 9 - ip oʻtkazgichlar; 10 - halqali plank; 11 - halqa; 12 - urchuqlar brusi; 13 - ajratgich; 14 - urchuq; 15 - halqali ballon cheklovchi; 16 - tunukali baraban; 17 - tesamali uzatma; 18 - michka tutgich.

Halqali yigirish mashinasining (11.1-rasm) ramkasida joylashgan göaltak 3 dan pilik chulgöatib olinib, yoñaltiruvchi chiviq orqali yetaklovchining zichlagichidan oñtadi va choözish asbobi 4 ga keladi, unda pilik belgilangan nomergacha ingichkalashadi va choözuvchi asbobning old tomonidagi choözuvchi juftligidan ingichka michka sifatida chiqadi. Keyin michka qoözgöalmas ip oñkazgich 9 dan oñtadi, halqa 11 boöyicha erkin harakatlanayotgan yugurdakda egiladi va urchuq 14 ga kiygizilgan naychaga oöraladi.

Choözuvchi asbobning old tomonidagi choözuvchi juftligi va yugurdaklar orasidagi uchastkada tez aylanuvchi urchuq yordamida ip eshiladi. Göaltakka ipning oöralishi ip orqali urchuqdan aylanma harakatni olayotgan yugurdakning halqa boöyicha aylanishida urchuqdan ortda qolishi hisobiga amalga oshadi.

Naychaning balandligi boöyicha ipning oöramlari toögöri joylashishi, kalava belgilangan shakl va oñcham olishi uchun halqali planka urchuqlar oöqi boöyicha yuqoriga va quyiga ilgarilanma-qaytma harakatni amalga oshiradi, bunda u har bir qatlam oöramdan keyin bitta oöram kattaligida yuqoriga siljiydi. Urchuqlarning yuritmasi ñ disk yoki baraban 16 lardan tesma yordamida. Ip uzilgan paytda michka old tomondagi tsilindr yoki valikka oöralib qolmasligi uchun mashinada pnevmatik michka tutkich oöratilgan. Uzilgan michka quvurcha 18 orqali soörib olinib, havo yordamida tola yigögichga joñnatiladi.

Yigirish mashinalarini loyihalashda uning ishchi organlari orqali mahsulotni oñtish yoödini toögöri tanlashga katta eötibor berish kerak. Agar u notoögöri tanlangan boölsa mashinaning gabariti kattalashib ketadi, ipning uzlishi esa ortadi. 11.2-rasmda halqali yigirish

burchak) o'zgaradi. Avvalari halqali yigirish mashinalarida paxta uchun yigirishda $\alpha = 30 \div 35^\circ$ qabul qilingan bo'lsa, zamonaviy mashinalarda esa $\alpha = 45^\circ$ ga va undan ham katta burchakka oshirilgan.

Keyingi vaqtlarda $\beta = 180^\circ$ burchakka ega bo'lgan katta kalavali mashinalar yaratiladi, ya'ni ularda ip old tomon tsilindridan ip o'tkazgichga vertikal bo'yicha o'tadi (11.2-rasm, b).

Mashinani loyihalashda H , A , B va k o'lchamlarni ham to'g'ri tanlash zarur.

H_1 va A o'lchamlar β_1 burchak orqali quyidagi tenglama orqali bog'diqligi mavjud:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} + \varphi; \quad (11.1)$$

$$\sin \varphi = \frac{A \cdot r + H_1 \sqrt{A^2 + H_1^2 - r^2}}{A^2 + H_1^2}, \quad (11.2)$$

bu yerda r - old tomon tsilindrining radiusi.

Naychaning yuqorigi uchida ip o'ralashib qolmasligi uchun k ning o'lchamini kichik olishni tavsiya qilinmaydi. Odatda kalavaning kattaligiga asoslanib $k = 20 \div 50$ mm qabul qilinadi.

Yigirish mashinalarini loyihalashda avvalambor tayyor kalavaning o'lchamlariga (kalavaning maksimal diametri $D_{t,k}$ va balandligi $H_{t,k}$) asoslanish kerak. $D_{t,k}$ va $H_{t,k}$ larning kattaliklarini mashina ishlashining optimal texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlariga erishishini ta'minlaydigan tezliklarida texnologik jarayonning mo'ottadil ishlashi sharoitidan kelib chiqib tanalanadi.

Yigirish mashinasi halqasining diametri quyidagi tenglama yordamida aniqlanadi:

$$D = D_{t,k} + 2\Delta,$$

bu yerda Δ - yugurdak o'tishi uchun zarur bo'lgan tirqish ($\Delta = 1,5 \div 2$ mm).

Shuningdek, naychaning diametri d ning halqa 4 ning diametri D ga ruxsat etilgan minimal nisbatini aniqlash kerak. Halqaning diametrini o'zgartirmagan xolda naychaning diametrini oshirish kalavaning o'lchamini kichiklashishiga olib keladi. Katta diametrli kalavani o'rashdagi ipning taranglashishiga nisbatan naychaning diametrini xaddan ziyod kichiklashtirish kalavani o'rashdagi ipning taranglashishini keskin ravishda oshirib yuboradi. Zamonaviy halqali yigirish mashinalarida naychaning diametri d ning halqantng diametri D ga nisbati

$$\frac{d}{D} = 0,45 \div 0,55$$

qabul qilinadi (masalan, Yaponiyaning Xova firmasining halqali yigirish mashinalarida $\frac{d}{D} = 0,53$).

Kalavaning balandligi o'ramlar balandligini va cho'zish asbobi xolatini belgilaydi. Cho'zuvchi asbob va g'altak ramkalarining turini tanlab, mashinani ko'ndalang kesimi bo'yicha joylashtirishga o'tish mumkin. Bunda xizmat ko'rsatishga qulay bo'lish uchun old tomon tsilindri 1000-1250 mm balandlikda, g'altak ramkasining tokchalari esa 1800-1900 mm dan yuqori bo'lmagan xolatda joylashishini hisobga olish kerak.

Yigirish mashinalarini konstruksiyalashning umumiy yo'nalishi bo'lib, ularning asosiy uzellarini (cho'zuvchi asboblarni, ta'minlovchi vositalarni, o'rash va eshish mexanizmlarini va boshq.) takomillashtirish, o'rash mexanizmlarini avtomatlashtirish va tayyor mahsulotni mashinadan oladigan va bo'sh naychalarni mashinaga o'rnatadigan avtomatlarni yaratishdan iborat.

Yigirish mashinasining ta'minlash mexanizmi.
Yigirish mashinasidagi pilik ramkalari mashinaning turiga

va undagi ishlab chiqarilayotgan ipning yo`g`oonligiga qarab bir yarusli, ikki yarusli va uch yarusli bo`ladi.

Bir yarusli ramka, asosan yo`g`oon iplar ishlab chiqarishda qo`llaniladi. Shunga muvofiq ishlatiladigan pilik ham yo`g`oon bo`ladi. Ingichka iplar qo`sh piliklardan olinadi. Bunda pilikli g`o`ltaklar olinadigan iplarga nisbatan ikki baravar ko`payib ketadi va bir, ikki yarusli ramkaga sig`omaydi. Shuning uchun bu xolda uch yarusli ramkalar ishlatiladi.

Konstruktorlar turli xildagi ramkalarining afzalliklarini o`zida mujassamlashtirgan universal ramka taklif qilganlar. Bu ramkada g`o`ltaklar balandligi bo`yicha birin-ketin siljitib joylashtirilganligi uchun ularni almashtirishda qiyinchilik tug`odirmaydi.

Pilik ramkalari quyidagi talablarga javob berishi lozim:

- to`la o`ralgan g`o`ltaklar orasidagi masofa 15-20 mm bo`lishi kerak, chunki shu xolda g`o`ltaklarni bir-biriga tekkizmay almashtirish mumkin;

- pilikli g`o`ltaklar ramkada yengil va bir me`yorda aylanishi kerak;

- ramkaning balandligi shunday tanlash kerakki, mashinada ishlaydigan yigirishchining qo`li ramkaning istalgan joyiga yetsin va g`o`ltaklarni osongina almashtira olishini ta`minlasin .

Zichlagichlar. Cho`zish asboblarida pilik cho`zilishi natijasida yoyilib ketmasligi uchun cho`zish asbobining orqa juftligidan oldin yetaklovchining plankasiga zichlagichlar o`rnatiladi.

Zichlagichning asosiy vazifasi pilikni jipslashtirib, cho`zish maydonida uni yoyilib ketishidan asrashdir. Bu bilan tolalarga ta`sir qiluvchi ishqalanish kuchi ortib, tolalar nazorati yaxshilanadi.

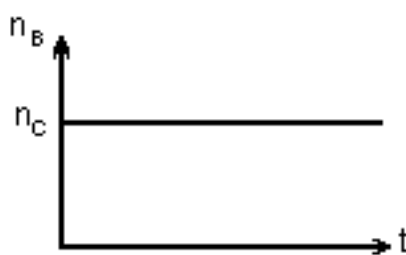
Kelayotgan mahsulot zichlagichlardan jipslashib o'tganda tolalarning bir-biriga bo'lgan ishqalanishi ortadi va o'zaro yaxshi ilashadi. Natijada cho'zish jarayoni yaxshilanadi.

11.2. Halqali yigirish mashinasining yuritmasi

Mashinaning bosh valiga harakat elektrodvigateldan ponassimon tasma uzatma orqali uzatiladi. Lekin, zamonaviy yigirish mashinalarda ularning samaradorligini ko'tarish maqsadida sozlovchi yuritma qo'llaniladi.

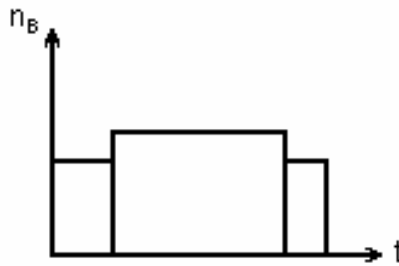
Ma'lumki, uyachani ishlab chiqarish paytida ipni uzilishi ko'payadi; badan qismini ishlaganda uzilish kamayadi va tepa qismini ishlaganda uzilish yana ko'payadi. Shuning uchun uzulishni hamma qismlarida tekislash uchun urchuqlarni tezligini sozlash kerak, yani uzilish ko'p bo'lsa tezlik kamaytiriladi; uzilish kam bo'lsa tezlik ko'paytiriladi. Sozlash qonunini amalga oshirishda har xil tezlik diagramalar ishlatiladi.

Tezlik diagrammalarining turlari. Birinchi tur tezlik diagrammasi oddiy asinxron dvigatel orqali amalga oshirishdan iborat.



11.3-rasm. Tezlik diagrammasi.

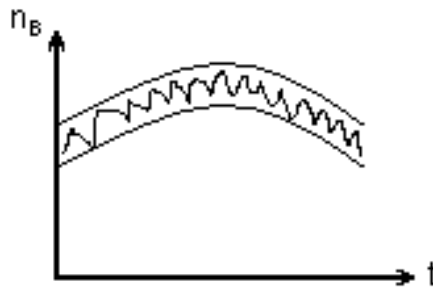
11.3-rasmdagi diagramma bo'yicha tezlik doimo o'zgarmas bo'ladi, yani galtakka ip o'ralishi jarayonida tezlik o'zgarmaydi.



11.4-rasm. Tezlik diagrammasi.

Ikkinchi tur tezlik diagrammasi (11.4-rasm)ning tezlik pog'onali o'zgaradi, yani uyacha uralganda tezlik 20% past bo'ladi, badan uralganda n kattalashadi; va tepa qisma o'ralayotganda 20% kamayadi.

3 tur tezlik diagrammasi - tezlik g'altakning hamma qismida o'zgaradi va qo'shimcha halqali plankani har tsikl harakatida ham o'zgaradi (11.5-rasm).



11.5-rasm. Tezlik diagrammasi.

Sozlovchi yuritmalarning sxemalari. 2 asinxron dvigatelli yuritma. Bu yuritmada kichik dvigatel uyacha va g'altakni tepa qismi o'ralayotganda ishlaydi, katta dvigatel esa salt aylanadi. G'altakning badani o'ralayotganda katta dvigatel ishlaydi, kichik dvigatel esa salt aylanadi. Dvigatellar maxsus datchik orqali navbati bilan ishga tushiriladi.

Ikki pog'onali obgonniy va elektromagnit bilan ta'minlangan yuritma.

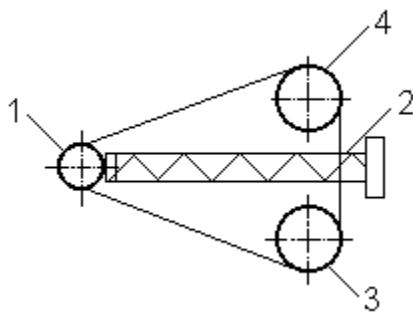
Bu yerda asinxron dvigateldan tashqari yuritmani tarkibida obgonniy va elektrmagnit muftalar mashinaning shkivini ichki tomonida joylashtirilgan. Shkiv ikki qismga bo'lingan: birinchi qismi mashinaning vali bilan obgonniy

mufta orqali bog`langan, ikkinchi qismi esa yetaklanuvchi diskalar bilan elektrmagnit mufta orqali val bilan ulanadi.

Harakat dvigateldan bosh valga ponassimon tasmali uzatma orqali uzatiladi. Dvigateldagi shkiv ikki pog`ona diametriga ega.

Galtakka in uralishi boshlanishi bilan harakat dvigateldan mashinaga kichik diametrli shkiv va obgonniy mufta orqali uzatib beriladi. Mashina kichik tezlik bilan ishlaydi. Elektrmagnit muftani galtagi toksiz bo`lgani uchun yetaklovchi va yetaklanuvchi diskalar bir-biriga nisbatan sirpanadilar. Uyachani ishlab bo`lgandan sung maxsus ekstsentrik mikropereklyuchatelni tutashtiradi va oraliq rele orqali elektromagnitni galtagi ishga tushiriladi. Shu payt muftaning diskalari ilashishadi va mashinaning valiga harakat shkivning katta diametridan uzatiladi. Bu vaqta obgonniy mufta sirpanadi.

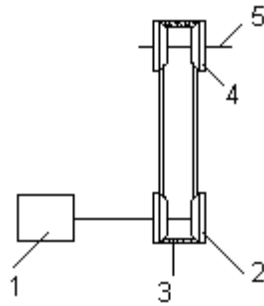
Wood yuritmasida tezlik vint orqali boshqariladi. Vint o`z navbatida tortish blogining o`qini surib beradi (11.6-rasm).



11.6-rasm. Wood yuritmasi:

1-tortish bloki; 2-vint; 3-suriladigan shkiv; 4-bosh valning shkivi.

Tezlikni sozlash uchun ikkita suriladigan shkivli variator ham qo`llanishi mumkin (11.7-rasm).



11.7-rasm. Variator:

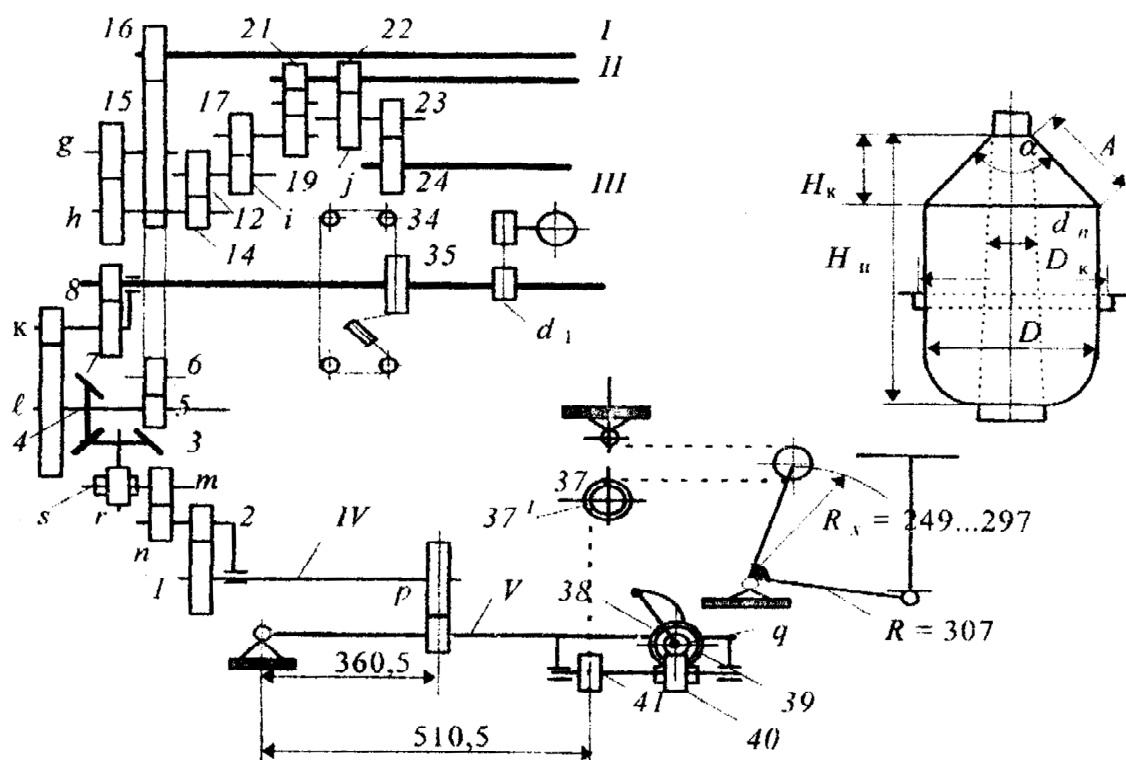
1-mashinaning dvigateli; 2- dvigatel valida o`rnatilgan suriladigan shkv; 3- ponasimon tasma; 4-bosh valdagi suriladigan shkv; 5-bosh val.

To`qimachilik mashinani loyihalashning muxim bosqichlaridan biri mashinada, iste`mol xususiyatlarga ega bo`lgan, tayyor mahsulotning berilgan assortimentini chiqarish uchun kinematik sxemani ishlab chiqish va almashinuvchan shkvlar, bloklar, tishli g`ildiraklar va h.k. ni aniqlashdir.

Yigirish va eshish mashinalarda bunday xossalarga ipning chiziqli zichligi, chiziqli zichlik bo`yicha tekkislik, statik yuklanishlar ta`sirida ipning mustahkamligi, uzilishda uzayishi va h.k. lar kiradi. Shu xossalarning bir qismi mos yarimfabrikatni tanlash, qolgan qismi esa ñ uni ishlash texnologiyasi bilan ta`minlanadi.

Mashinaning kinematik sxemasi ishlab chiqilgan deb olamiz va quyidagi mashinada ishlashga ko`zda tutilgan ipning chiziqli diapazoni uchun almashinuvchan tishli g`ildiraklar tishlari sonini aniqlash lozim. Hisobni P-76-5M6 mashinasining kinematik sxemasi misolida ko`rsatamiz (11.8-rasmga qarang).

Yarimfabrikatni ishlash jarayonida ipning kerakli texnologik parametrlarini olish uchun kinematik sxemada uchta kinematik qator ko`zda tutilgan:



11.8-rasm. P-76-5M6 mashinasining kinematik sxemasi.

1) berilgan eshimni taöminlash uchun ñ qator $z_8, z_7, z_k, z_l, z_s, z_{16}$;

2) talab qilingan cho`zilishni taöminlash uchun:

a) tsilindrlarni I va III qatorlari orasida ñ qator $z_{16}, z_{15}, z_g, z_h, z_{14}, z_{12}, z_i, z_{17}, z_{19}, z_{21}$;

b) tsilindrlarni II va III qatorlari orasida ñ qator $z_{22}, z_j, z_{23}, z_{24}$;

3) ipni to`g`ri o`ralishini taöminlash uchun:

qator $z_1, z_2, z_n, z_m, z_s, z_r, z_3, z_5, z_{16}$ ñ o`rash jismining qavat va qavatchasidagi ipning cho`zuvchi asbobdan chikgan ip uzunligi bilan yig`indi uvyazkani taöminlovchi almashinuvchan o`rash shesternyasi z_m ni aniqlash uchun, va qator $z_g, z_{39}, z_{40}, d_{41}, D_{37}, D_{37}, R_x, R_{307}$ ñ suta (o`rash jismi)ning berilgan diapazonini taöminlovchi xrapovik $z_{xr}(z_q)$ ning tishlar sonini aniqlash uchun.

Eshuvchi shesternya tishlar sonini aniqlash.
Chiziqli zichligi T bo'lgan ip uchun eshimni quyidagi formula bo'yicha topamiz:

$$\varphi = \alpha \sqrt{N} = \frac{31,6}{\sqrt{L}} \alpha \text{ esh/m} \quad \text{yoki} \quad \varphi = \alpha_L \sqrt{L},$$

bu yerda $\dot{U}$ va $\dot{U}_T$ ñ eski va yangi o'lchamda eshim koefitsientlari.

Eshimni urchuq shpindelining aylanish chastotasi va michkani eshish zonasiga tushish tezligi bilan bog'laymiz

$$\varphi = \frac{n_b}{V_{vts} \varphi_{\neq}}, \quad (11.3)$$

bu yerda k_y ñ eshim hisobiga ipni qisqarish koefitsienti $\sim 0,96$;

V_{vts} ñ cho'zuvchi asbob chiqaruvchi tsilindirining chiziqli tezligi, m/min.

$n_b = n_v$ qabul qilib, yozishimiz mumkin

$$\varphi = \frac{n_v}{V_{vts} \varphi_y} \quad (11.4)$$

bu yerdan $V_{vts} = \pi d_{vts} n_{vts} 10^{-3}$,
(11.5)

bu yerda d_{vts} ñ chiqaruvchi tsilindr diametri, mm.

Urchuqni yetaklovchi bugin deb hisoblab, n_{vts} ni kinematik sxemadan quyidagicha ifodalaymiz:

$$n_{vts} = i_1 n_v.$$

n_{vts} ni (11.5) ga, (11.5) ni esa (11.4) ga qo'yib, n_v ni tenglamadan yo'qotamiz:

$$\varphi = \frac{1000}{\pi d_{\blacksquare} i_1 \varphi_{\neq}}, \quad (11.6)$$

bu yerda i_1 ñ urchuqdan cho'zuvchi asbobning chiqaruvchi tsilindriga uzatmada uzatish soni. Uzatish soniga almashinuvchan burovchi shesternya va qo'shimcha almashinuvchan tishli g'ildirak (odatda uch g'ildiraklar)ning tishlari soni kiradi. Qo'shimcha g'ildirak

tishlari sonini olib burovchi shesternya tishlari sonini aniqlash mumkin. Masalan, P-76-5M6 mashina uchun quyidagiga egamiz:

$$i_1 = \frac{(d_{34} + \delta) z_8 z_4 z_5}{(d_{35} + \delta) z_7 z_l z_{16} \eta},$$

bu yerda η tasmani sirganish koeffitsienti ($\eta = 0,98$ qabul qilamiz);

z_k η almashinuvchan burovchi shesternya tishlari soni ($z_k = 24 \div 90$ bir tishga qadam bilan);

z_l η qo'shimcha almashinuvchan g'ildirak ($z_l = 155; 118; 93$);

d_{34} η urchuq blochoki diametri, $d_{34} = 28\text{mm}$;

d_{35} η urchuqlar yuritmasi shkvlarining diametri, $d_{35} = 200\text{mm}$;

δ tasma qalinligi, $\delta = 1\text{mm}$;

$z_5 = 30$, $z_7 = 93$, $z_8 = 39$, $z_{16} = 36$ tish.

i_1 ni (11.6) ga qo'yib, quyidagini olamiz:

$$\eta = \frac{10^3 (d_{35} + \delta) z_7 z_{16} \eta}{\pi d_{34} (d_{34} + \delta) z_8 z_5 \eta} \cdot \frac{z_l}{z_4} = \frac{z_l}{z_4}, \quad (11.7)$$

bu yerda c_k η eshim doimiysi:

$$\frac{z_l}{z_4} = \frac{10^3 (d_{35} + \delta) z_7 z_{16} \eta}{\pi d_{34} (d_{34} + \delta) z_8 z_5 \eta}.$$

Shunday qilib

$$\frac{z_l}{z_4} = 257,79 \frac{z_4}{z_4}. \quad (11.8)$$

k ga ega bo'lib va z_l ni tanlab, almashinuvchan burash shesternyasi tishlari soni z_k ni hisoblaymiz. Olingan tishlar sonini butun songa yaxlitlanadi. Natijada real eshimlar boshlang'ich qiymatlardan farq qiladi.

z_k va z_l almashinuvchan g'ildiraklarga ega bo'lib, quyidagi mashinada amalga oshirilishi mumkin bo'lgan eshimlar jadvalini tuzamiz.

Almashinuvchan cho`zuvchi shesternya hisobi.

Cho`zuvchi asbobning tanlangan turi va ishlanayotgan ipning berilgan chiziqli zichlik  $T_{pr}$  uchun umumiy cho`zilishni hisoblash kerak bo`ladi. U mashinaga kelayotgan chiziqli zichlikdan kelib chiqib aniqlanadi, ya'ni

$$\approx = \frac{L_{\perp}}{L_{\perp}},$$

bu yerda T_r ñ piltaning chiziqli zichligi.

O'z navbatida,

$$\approx = \frac{V_{\square}}{V_{\square}},$$

bu yerda V_{vts} ñ cho`zuvchi asbob ta'minlovchi tsilindrining tezligi, m/min.

Odatda umumiy cho`zilish  $E$  ni qismlarga bo`linadi: asosiy (chiqaruvchi va urta tsilindrlar orasida) e_{I-II} va boshlangich (oraliq va ta'minlovchi tsilindrlar orasida) e_{II-III} .

Umumiy cho`zilishni xususiy cho`zilishlar ko`paytmasi sifatida quyidagicha aniqlanadi:

$$E = e_{I-II} \cdot e_{II-III}.$$

Cho`zuvchi asbobning old qismida asosiy cho`zilishni hisoblash uchun ifodani quyidagicha yozamiz:

$$\frac{1}{I-II} = \frac{\pi d_{\square} n_{\square}}{\pi (d_{\square} + 2\delta) n_{\square}} = \frac{d_{\square} n_{\square}}{(d_{\square} + 2\delta) n_{\square}}, \quad (11.9)$$

bu yerda d_{sts} ñ urta tsilindr diametri, mm;

δ ñ tasma qalinligi, $\delta=1$ mm;

n_{sts} ñ urta tsilindrni aylanish chastotasi.

Chiqaruvchi tsilindrni yetaklovchi deb hisoblab, kinematik sxemadan n_{sts} ni hisoblaymiz:

$$n_{sts} = n_{vts} \cdot i_2.$$

U xolda (11.8-rasmga qarang)

$$\mathbb{J}_{I-II} = \frac{d_{\blacksquare}}{(d_{\blacksquare} + 2\delta)i_2}, \quad (11.10)$$

bu yerda

$$i_2 = \frac{z_{16} z_g z_{14} z_i z_{19}}{z_{15} z_h z_{12} z_{17} z_{21}}.$$

i_2 ni (11.10) ifodaga qo'iyib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\mathbb{J}_{I-II} = \frac{d_{\text{vts}} z_{15} z_{12} z_{17} z_{21}}{(d_{\text{sts}} + 2\delta) z_{16} z_{14} z_{19}} \cdot \frac{z_h}{z_g} \cdot \frac{1}{z_i}. \quad (11.11)$$

Bu yerga $d_{\text{sts}}=d_{\text{vts}}=25\text{mm}$, $z_{15}=90$, $z_{12}=75$, $z_{17}=60$, $z_{21}=30$, $z_{16}=36$, $z_{14}=50$, $z_{19}=22$ (z_h va z_g ñ juft almashinuvchan tishli g'ildiraklar, $z_h+z_g=144$) larni qo'ysak, quyidagini olamiz:

$$\mathbb{J}_{I-II} = \mathbb{J}_{I-II} \frac{z_h}{z_g} \cdot \frac{1}{z_i} = 284,09 \frac{z_h}{z_g} \cdot \frac{1}{z_i}. \quad (11.12)$$

z_h va z_g nisbatni tanlab (mashinada 88/56, 98/46, 109/36, 111/33 qabul qilingan), e_{i-II} kattaligi ma'lum bo'lganda almashinuvchan cho'zuvchi shesternya z_i ni hisoblaymiz

$$z_i = \frac{284,09}{\mathbb{J}_{I-II}} \cdot \frac{z_h}{z_{\pi}}. \quad (11.13)$$

Amalda mashinaga bir tish qadamli $z_i=44-66$ almashinuvchan cho'zuvchi g'ildiraklar yig'indisi qo'shib beriladi. Har bir z_h/z_g nisbat uchun hamma g'ildirak z_i larni ketma-ket olib, (11.12) formula bo'yicha, mavjud kinematik sxema yordamida ta'minlasa bo'ladigan, e_{i-II} ning hamma qiymatlarini olamiz.

Kinematik sxemadan ikkinchi xususiy cho'zilishni aniqlaymiz:

$$\mathbb{J}_{I-II} = \frac{(d_{\blacksquare} + 2\delta)}{d_{\pi\blacksquare}} \cdot \frac{z_i z_{24}}{z_{22} z_{23}}.$$

$z_{22}=18$, $z_{23}=z_{24}=20$, $z_j=20-54$ (14 ta ikki tish qadamli va 6 ta $z_j=48-54$ bir tish qadamli tishli g'ildiraklar) tishlar soni uchun:

$$e_{II-III}=C_{II-III}z_j=0,06z_j. \quad (11.14)$$

Bu cho`zilish pilik eshimini buzish uchun, uni qisman ingichkalashtirish va asosiy cho`zilishga tayyorlash uchun muljallangan (odatda $e_{II-III}\tilde{O}1,2$).

(11.14) ga z_j ni hamma qiymatlarini quyib, mashinada amalga oshirsa bo`ladigan  $e_{II-III}$  ning qiymatlarini olamiz.  $z_i$  va  $z_j$  ni qiymatlarini va ularga mos keluvchi  $e_{I-II}$  va  $e_{II-III}$  kattaliklarni jadvallarga quyiladi, bunda hamma to`rttala jadvallarda (xar bir z_h/z_g uchun uzining jadvali tuziladi) e_{II-III} kattaliklari bir xil bo`ladi, chunki orqa zonadagi cho`zilish z_i ga ham, z_h va z_g ga ham bog`liq emas (kinematik sxemaga qarang).

e_{II-III} ning qiymatlarini va e_{I-II} ga mos keluvchi z_h/z_g qiymatlarni ko`paytirsak, xar bir jadvalda almashinuvchan tishli g'ildiraklarning quyidagi birikmada ikkala cho`zilishlar kattaliklarini olamiz. Bu jadvallarni qo`llab undan tanlangan cho`zilishga mashinani oson sozlash mumkin.

Tishlar sonini va almashinuvchan tishli g'ildiraklar sonini aniqlash. Mashinaning kinematik sxemasini ishlab chiqishda mashinaning pasportini tuzish uchun hamma almashinuvchan tishli g'ildiraklar tishlari sonini, hamda eshish, cho`zilish doimiylarini va x.k. aniqlash kerak, bu esa ko`p vaqt talab qiladi. O`zgartirilayotgan parametr, masalan eshim, bir almashinuvchan g'ildirakda, almashinuvchan g'ildirak yetaklovchi yoki yetaklanuvchiligiga qarab, quyidagi formulalardan hisoblanadi ((11.8), (11.14) formulalarga qarang)

$$k_{\max} = c_1 z_{\max} \quad \text{yoki} \quad \frac{z_{\max}}{z_{\min}} = \frac{1}{r};$$

$$k_{\min} = c_1 z_{\min} \quad \text{yoki} \quad \frac{z_{\max}}{z_{\min}} = r.$$

Shu kattaliklar nisbatini olib, biz ixtiyoriy xolda ham bitta formulani olamiz

$$\frac{z_{\max}}{z_{\min}} = \frac{z_{\max}}{z_{\min}} = r. \quad (11.15)$$

O'z navbatida

$$z_{\max} - z_{\min} = nt, \quad (11.16)$$

bu yerda t n moslanayotgan parametrlarning intervallari soni;

n n qo'shni tishli g'ildiraklar orasidagi tishlar farqi.

Moslanayotgan parametrning (eshim bo'lishi shart emas) ma'lum qiymatlari $k_{\max}$ va $k_{\min}$ va shu parametrning qabul qilingan intervallar soni t ni shu formulalarni qo'llab $z_{\max}$ va $z_{\min}$ ni oson hisoblasak bo'ladi.

Haqiqatdan ham (11.15) dan quyidagiga ega bo'lamiz:

$$z_{\max} = r \cdot z_{\min}$$

$z_{\max}$ ni (11.16) ga qo'yib, quyidagini olamiz:

$$z_{\min} = \frac{nt}{r-1} \quad \text{va} \quad z_{\max} = n \cdot t + z_{\min} \quad (11.17)$$

Moslanayotgan parametr $k_{\max}$ va $k_{\min}$ ning diapazonlarini tanlashda (bir, ikki yoki ko'p) va har bir i diapazonni intervallar soni t ga bo'lishda noaniqlik mavjud.

Ko'pincha xollarda diapazonlar soni i va moslanayotgan parametrning i -chi diapazonda intervallari soni t o'xshash jihozlarning ekspluatatsiya tajribasidan kelib chiqib tanlanadi. Lekin bir parametr borki, unda i va t lar ob'ektiv baholash asosida tanlanishi mumkin. Bu parametr eshimdir.

Maʼlumki, halqali yigirish mashinalarda urchuqlar shpindellari har xil tezliklarga ega, bu shpindelni tasmaga nisbatan sirpanishi va h.k. lar bilan bogʻliq. Tangentsial yuritma shpindelli mashinalarida bu farq 2% ni va tasma yuritmalı mashinalarda oʻrtacha 3% ni tashkil qiladi. Shunday qilib qoʻshni intervallarda ipning eshimlari farqi eshimning haqiqiy farqidan kichik boʻlmasligi kerak, yaʼni

$$\mu k > 0,02k_i.$$

P-76-5M6 mashinada $k_{\max}=1701$ esh/m va $k_{\min}=302$ esh/m. Bu soxani diapazonlarga taqsimlash kerakligi noaniq boʻlganligi uchun, $i=1$ qabul qilamiz. Eshim boʻyicha oʻrtacha qadamni 3% deb qabul qilamiz. U xolda

$$\Delta l = \frac{l_{\max} + l_{\min}}{2} \cdot 0,03 = 30 \text{ esh/m.} \quad (11.18)$$

Diapazondagi intervallar soni:

$$t = \frac{l_{\max} - l_{\min}}{\Delta l} = 46,6. \quad (11.19)$$

t ning qiymatini butun songa yaxlitlaymiz: $t=47$.

(11.15) tenglamadan foydalanib, quyidagini olamiz:

$$\frac{l_{\max}}{l_{\min}} = 5,6324.$$

U xolda $n=1$

$$z_{\min} = \frac{nt}{r-1} = \frac{47}{4,6324} = 10,14$$

Tishlarning ushbu soni yetarli emas. $n=2$ qabul qilamiz, u xolda

$$z_{\min}=20 \text{ tish, } z_{\max}=nt+z_{\min}=114 \text{ tish.}$$

Eshim doimiymci c ni (11.7) formuladan hisoblaymiz

$$l_{\max} = \frac{c}{z_{\min}}, \quad c=34020.$$

$k_{1\max}=1701$ esh/m bilan qoʻshni boʻlgan eshimni aniqlaymiz

$$\varphi_{2\max} = \frac{11}{z_{\min} + 2} = 1546 \text{ esh/m.}$$

Eshim bo'yicha qadam

$$\mu k = k_{1\max} - k_{2\max} = 155 \text{ esh/m,}$$

bu esa

$$\frac{\Delta \varphi}{\frac{\varphi_{1\max} + \varphi_{2\max}}{2}} \cdot 100 = 9,5\% \text{ ni tashkil qiladi.}$$

Diapazonning pastki chegarasidagi eshimni xuddi shunday hisoblanadi

$$\varphi_{1\min} = \frac{11}{z_{\max}} = 298 \text{ esh/m,}$$

$$\varphi_{2\min} = \frac{11}{z_{\max} - 2} = 304 \text{ esh/m.}$$

Diapazonning pastki chegarasidagi eshim bo'yicha qadam

$$\mu k = k_{2\min} - k_{1\min} = 6 \text{ esh/m yoki } \sim 2\%.$$

Shunday qilib diapazonning pastki chegarasida μk haqiqiy razbros soxasida yotadi va bu kattalik fiksatsiyalanmaydi. Moslanayotgan parametrni ikki diapazonga bo'lamiz, ikkala diapazonda eshim bo'yicha urtacha qadamni 4% ga teng oliamiz.

Eshimni diapazonlarga bo'lishda birinchi diapazonda qabul qilamiz

$$\varphi_{1\min} = \frac{1}{3} \varphi_{1\max} = 567 \text{ esh/m,}$$

ikkinchi diapazon uchun esa

$$k_{2\max} = (1,08 - 1,10) k_{1\min} = 618 \text{ esh/m.}$$

Natijada yozishimiz mumkin:

1) birinchi diapazon

$$k_{1\max} = 1701 \text{ esh/m,}$$

$$k_{1\min} = 567 \text{ esh/m;}$$

2) ikkinchi diapazon

$$k_{2\max} = 618 \text{ esh/m,}$$

$$k_{2\min}=302 \text{ esh/m.}$$

Birinchi diapazon uchun egamiz

$$\Delta \varphi = \frac{\varphi_{1\max} + \varphi_{1\min}}{2} \cdot 0,04 = 45,36 \text{ esh/m.}$$

Intervallar soni

$$t_1 = \frac{\varphi_{1\max} - \varphi_{1\min}}{\Delta \varphi_1} = 25.$$

Eshimlar sonini olamiz

$$r = \frac{\varphi_{1\max}}{\varphi_{1\min}} = 3.$$

$n=1$ qabul qilamiz, u xolda

$$z_{\min} = \frac{n t_1}{r - 1} = 12,5.$$

Tishlar soni kichik bo'lganligi uchun, $n=2$ qabul qilamiz. natijada olamiz

$$z_{\min}=25 \text{ tish, } z_{\max}=75 \text{ tish.}$$

Birinchi diapazon uchun eshim doimiysi ((11.7) ga qarang) (bu yerga eshimlarning quyidagi diapazoniga va almashinuvchan g'ildiraklarga mos keduvchi z_1 g'ildirak kiradi)

$$c_1 = k_{1\max} z_{\min} = 42525.$$

Diapazonning yuqori diapazonidagi qo'shni eshimni hisoblaymiz

$$k_{11\max} = 1701 \text{ esh/m;}$$

$$k_{21\max} = \frac{\frac{1}{z_{\min}}}{z_{\min} + 2} = 1575 \text{ esh/m;}$$

$$\mu k = 126 \text{ esh/m yoki } 7,7\%.$$

Diapazonning pastki chegarasidagi eshim

$$k_{11\min} = \frac{\frac{1}{z_{\max}}}{z_{\max}} = 567 \text{ esh/m;}$$

$$r_{21\text{sht}} = \frac{\frac{1}{z_{\max}}}{z_{\max} - 2} = 582 \text{ esh/m;}$$

$$\mu k = 15 \text{ esh/m yoki } 2,6\%.$$

Ikkinchi diapazon uchun egamiz

$$\Delta f_2 = \frac{f_{2\max} + f_{2\min}}{2} \cdot 0,04 = 18,4 \text{ esh/m};$$

$$t_2 = \frac{f_{2\max} - f_{2\min}}{\Delta f_2} = 17,17.$$

$t_2=17$ qabul qilamiz. r ni hisoblaymiz

$$r = \frac{f_{2\max}}{f_{2\min}} = 2,046.$$

Bir xil bo'lish uchun $n=2$ qabul qilamiz, u xolda

$$z_{\min} = \frac{n t_2}{r - 1} = 32,5.$$

Yaxlitlaymiz: $z_{\min}=33$ tish; $z_{\max}=34+33=67$ tish.

Ko'rinib turibdiki, ikkinchi diapazonning hamma g'ildiraklari birinchi diapazonning tishli g'ildiraklar tarkibiga kirdi. Shunday qilib almashinuvchan bo'rash g'ildiraklarining umumiy soni $t_1+1=26$ g'ildirak.

Ikkinchi diapazonning eshim doimiysi

$$c_2 = k_{2\max} z_{\min} = 20394.$$

Diapazonning yuqori chegarasidagi eshimni hisoblaymiz

$$k_{12\min} = 618 \text{ esh/m};$$

$$k_{22\max} = \frac{\frac{11}{2}}{z_{\min} + 2} = 583 \text{ esh/m};$$

$\text{ya } k=35 \text{ esh/m yoki } 5,8\%.$

Pastki chegarada eshim

$$k_{12\min} = \frac{\frac{11}{2}}{z_{\max}} = 304 \text{ esh/m};$$

$$k_{22\min} = \frac{\frac{11}{2}}{z_{\max} - 2} = 314 \text{ esh/m};$$

$\text{ya } k=10 \text{ esh/m yoki } 3,2\%.$

Ko'rinib turibdiki, eshim haqiqiy qiymat chegaralaridan chiqib ketdi (agar shpindellar aylanish harakatiga cheksiz tasma yordamida keltirilsa) va eshimni diapazonlarga va intervallarga bunday bo'linishi amalga

oshirish uchun qabul qilinishi mumkin, lekin moslash anikligini 5% qabul qilib, yana bir yo'l tanlash mumkin.

Agar P-76-5M6 mashinaning kinematik sxemasini asos qilib olsak, eshim doimiysi z_1 g'ildiraksiz teng $s_k=257,79$ ((11.8) ga qarang). Natijada qolgan tishli g'ildiraklarni o'zgartirishsiz qoldirib, ikkita almashinuvchan g'ildiraklar tishlarini aniqlash mumkin:

$$\frac{z_{1l}}{z_4} = \frac{z_1}{z_4}, \text{ bu yerdan } z_{1l} = \frac{z_1}{z_4} = 164,96.$$

Qabul qilamiz $z_{1l}=165$ tish.

Ikkinchi tishli g'ildirak

$$z_{2l} = \frac{z_2}{z_4} = 79,11.$$

Yaxlitlaymiz $z_{2l}=79$ tish.

Shu almashinuvchan g'ildiraklar naboriga va (11.8) formulaga ega bo'lib, mos almashinuvchan g'ildiraklar naborli eshimlar jadvalini tuzish mumkin, bu esa ishchilarga mashinani oson moslash imkonini beradi.

NAZORAT SAVOLLARI

1. Tezlik diagramma nimani ko'rsatadi?
2. Ikkita dvigatelli yuritma qanday tezlikni sozlaydi?
3. Variatorning vazifasi?
4. Cho'ziish darajasini aniqlang?
5. Tsirkulyatsion momentni aniqlang?
6. Ishqalanuvchi momentni aniqlang?
7. Eng ko'p yuklangan tishli g'ildirakka ta'sir etuvchi momentni aniqlang.
8. Yigirish mashinasining vazifasi nimadan iborat?
9. Qanday yigirish mashinalari mavjud?
10. Pilik ramkalarining qanday turlari mavjud?

XII BOB. YIGIRISH MASHINALARINING CHOÖZUVCHI ASBOBLARI VA TAĀMINLASH QURILMALARINI LOYIHALASH

Yigirishning mavjud tizimlarida tabiiy, sunĀy va kimyoviy tolalardan ip ishlab chiqarishda texnologik jarayonning asosiy vazifasi qoĀshish va choĀzish orqali tarkibi va xossalari boĀyicha bir tekis pilta, pilik va ipni xosil qilishdir.

ChoĀzuvchi asbobda tola harakatining turiga asoslanib ularni ikkita guruhga ajratish mumkin:

- nazoratdagi tolalar;
- nazoratdan qochgan (suzib yuruvchi) tolalar.

Nazoratdagi tolalar guruhlari hamma vaqt u yoki bu tsilindrlar juftliklari tomonidan qisilgan boĀladi, ularning harakatini, maĀlum bir miqdorda tsilindrlar juftliklari nazorat qiladi.

Nazoratdan qochgan yoki suzib yuruvchi tolalar deb, ikkita ketma-ket tsilindrlarning oĀqlararo masofalaridan uzunligi kichik boĀgan tolalarga aytiladi. Orqa tsilindrlarning qisishidan chiqib navbatdagi juftlik qisib olgunga qadar boĀgan momentgacha suzib yuruvchi tolalar ikkala qisqich (tsilindrlar juftliklari) orasida, yaĀni choĀzuvchi organlarning nazoratidan chetda boĀladi. Suzib yuruvchi tolalarning tezligi ularni oĀrab olgan va ularga bevosita urinib turgan nazoratdagi tolalarning tezligiga bogĀliq boĀladi.

Nazariy va tajribaviy tadqiqotlar shuni koĀrsatadiki, old tomon tsilindrlarining qisish liniyasiga tolaning uchi yetib boradigan momentgacha undan avvalgi tsilindrlar tezligida harakatlanadigan barcha tolalarning harakati eng yaxshi harakat boĀib hisoblanadi. Shundan keyingi momentda tolalar old tomon tsilindrining tezligida

harakatlanadi. Bunda choʻzuvchi asbobning toʻgʻri ishlashining asosiy sharti qisish chizigʻining turgʻunligi, ishqalanish kuchi maydonining doimiyliigi boʻlib hisoblanadi.

Choʻzishdan notekislik paydo boʻlishining asosiy sababi choʻzuvchi asbobda suzuvchi tolalar harakatining noaniqligi boʻlib hisoblanadi.

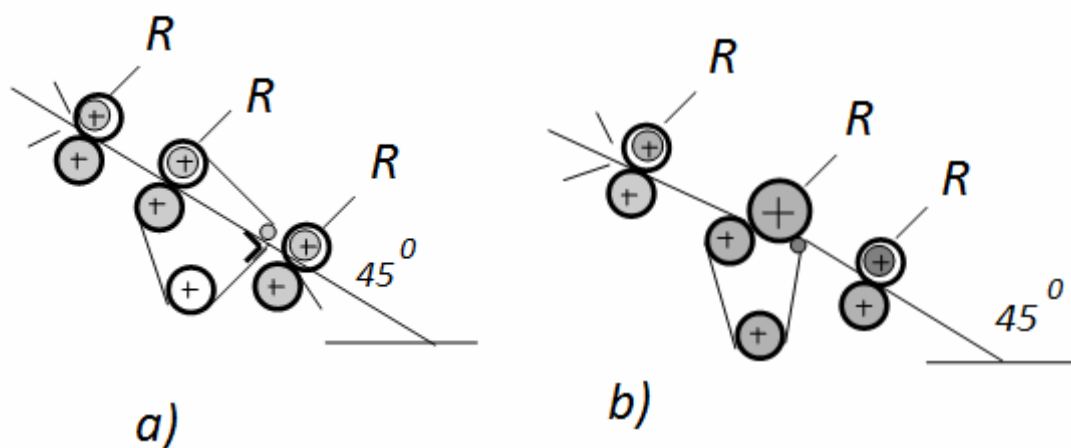
12.1. Yigirish mashinalarining choʻzuvchi asboblari

Yigirish mashinalarida paxta tolasiga va ishlab chiqariladigan ipga qarab turli xildagi choʻzish asboblari ishlatiladi va ular quyidagilarga boʻlinadi:

- Choʻzish quvvati past boʻlgan choʻzish asboblari - NV
- Choʻzish quvvati oddiy boʻlgan choʻzish asboblari - OV
- Choʻzish quvvati yuqori boʻlgan choʻzish asboblari - VV
- Choʻzish quvvati oʻta yuqori boʻlgan choʻzish asboblari - SVV

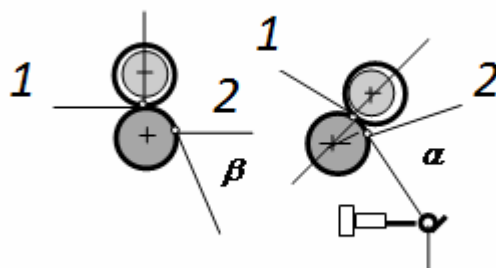
Tasmalarning asosiy vazifasi choʻzish asbobidagi suzib yuruvchi tolalarni nazorat qilish, ip notekisligini yaxshilashdan iboratdir.

Choʻzish asbobi tsilindr brusiga nisbatan $\alpha = 30-45^{\circ}$ qiya joylashgan. Choʻzish asbobining qiya joylashtirilishining sababi old tomon tsilindrining 1 va 2 nuqtalari (12.1-rasm) yoyi boʻyicha qamrab oʻtayotgan tutamchaning pishiqligini oshirish, buramalarni yaxshi taqsimlanishini taʼminlashdir.



12.1-rasm

Cho`zish asbobidan chiqayotgan mahsulotning eng nozik joyi qamrash yoyi 1 va 2 nuqtalar orasida bo`lib (12.2-rasm), ip asosan shu joyda ko`p uziladi.



12.2-rasm.

Bu yoyning uzunligi cho`zish asbobining qiyalik burchagi  $\alpha$  ga bog`liq bo`lib, ipning uzilishiga bevosita ta`sir qiladi. Qamrash yoyi qamrash burchagi β qanchalik kichik bo`lsa, tutamchanning pishiqligi ortib, ipninguzilishi kamayadi, natijada mashinaning ish unumi ortadi.

Yigirish mashinalarida qo`llanadigan cho`zuvchi asboblarning konstruksiyalari cho`zish maydonining turi va tsilindrlar soni bo`yicha ikki guruhga ajratish mumkin:

- tsilindrli;
- tasmali.

Tsilindrli choʻzuvchi asboblarni tashkil qiluvchi tsilindrlar va valiklar soni hamda ishchi liniyalarining joylashishi bilan bir-biridan farq qiladi. Ular ikkita tasmali yoki asta sekin choʻzish darajasini oshirib boruvchi boʻladi.

Ushbu asboblarning barcha choʻzuvchi juftliklari quyida joylashgan poʻlatdan tayyorlangan taramli tsilindrlar va yuqorida joylashgan elastik qoplamali valiklardan tarkib topadi. Yuqoridagi valiklar maxsus yuklamali qurilmalar yordamida tsilindrlarga bosiladi va ular orasida tolaning zarur boʻlgan qisilishini taʼminlaydi.

Taramli tsilindrlarning alohida zvenolari bir-biri bilan liniyaga birlashtiriladi, liniyalar bir-biri bilan maʼlum bir masofada oʻrnatilgan stoykalarga joylashadi. Zveno uzunligi (tsilindrlar ustunining markazlari orasidagi masofa) mashinaning asosiy koʻrsatkichlarini belgilab beradi va belgilangan oʻq-lararo masofali urchuqlarning sonini oʻzida aks ettiradi. Odatda old tomon tsilindrining tayanchi qoʻzgʻalmas boʻladi. Qolgan tsilindrlarning tayanchlari ishlov beriladigan tolaning uzunligiga qarab zarur texnologik tirqishlarni belgilash uchun tsilindr stoykasi boʻyicha siljiydigan qoʻzgʻaluvchan polzunning uyachalariga oʻrnatiladi.

Yigirish mashinalarining choʻzuvchi asbobining konstruksiyalarida ezuvchi valiklar yuklama richagida joylashadi va u bilan birgalikda ochilib-yopiladi.

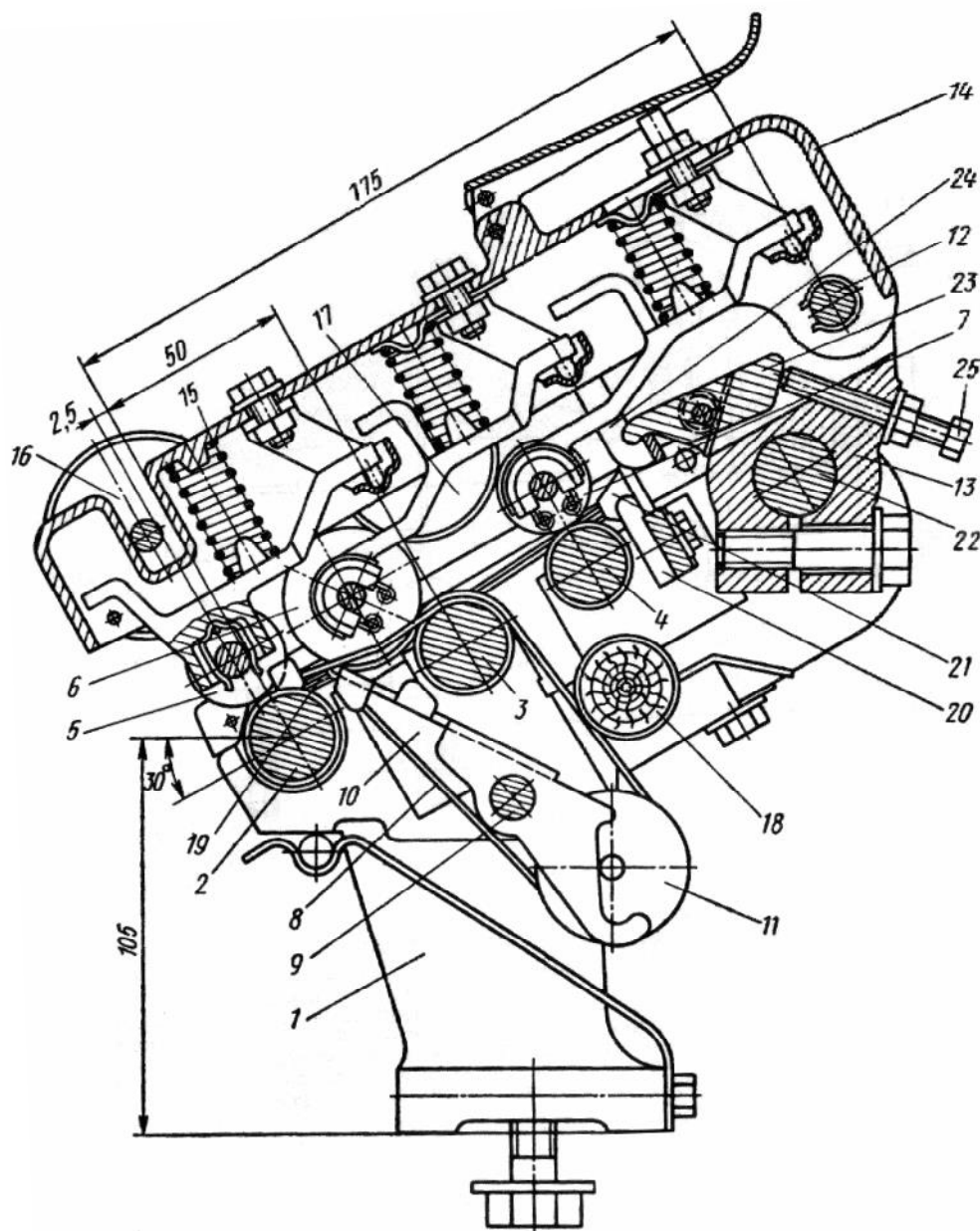
Tsilindrlarning stoykasi mashinaning turiga qarab gorizontaal va qiya boʻlishi mumkin.

Tsilindrli choʻzuvchi asboblarni qatori tasmali n bir tasmali va ikki tasmali n choʻzuvchi asboblarni ham qoʻllaniladi.

Tasmaning vazifasi ishqalanish kuchining maydonini uzaytirish va uning kuchlanishini oshirishdir. Tola bilan tasmaning sirlari orasida ilashish kuchining xosil boʻlishi hisobiga tola tasmaning tezligi boʻyicha harakatlanishi mumkin. Tasmaning qoʻllanishi tufayli choʻzuvchi asbobda texnologik tirqishni oʻzgarmastirmasdan turli xil uzunlikdagi tolalarga ishlov berish imkoniyatini beradi.

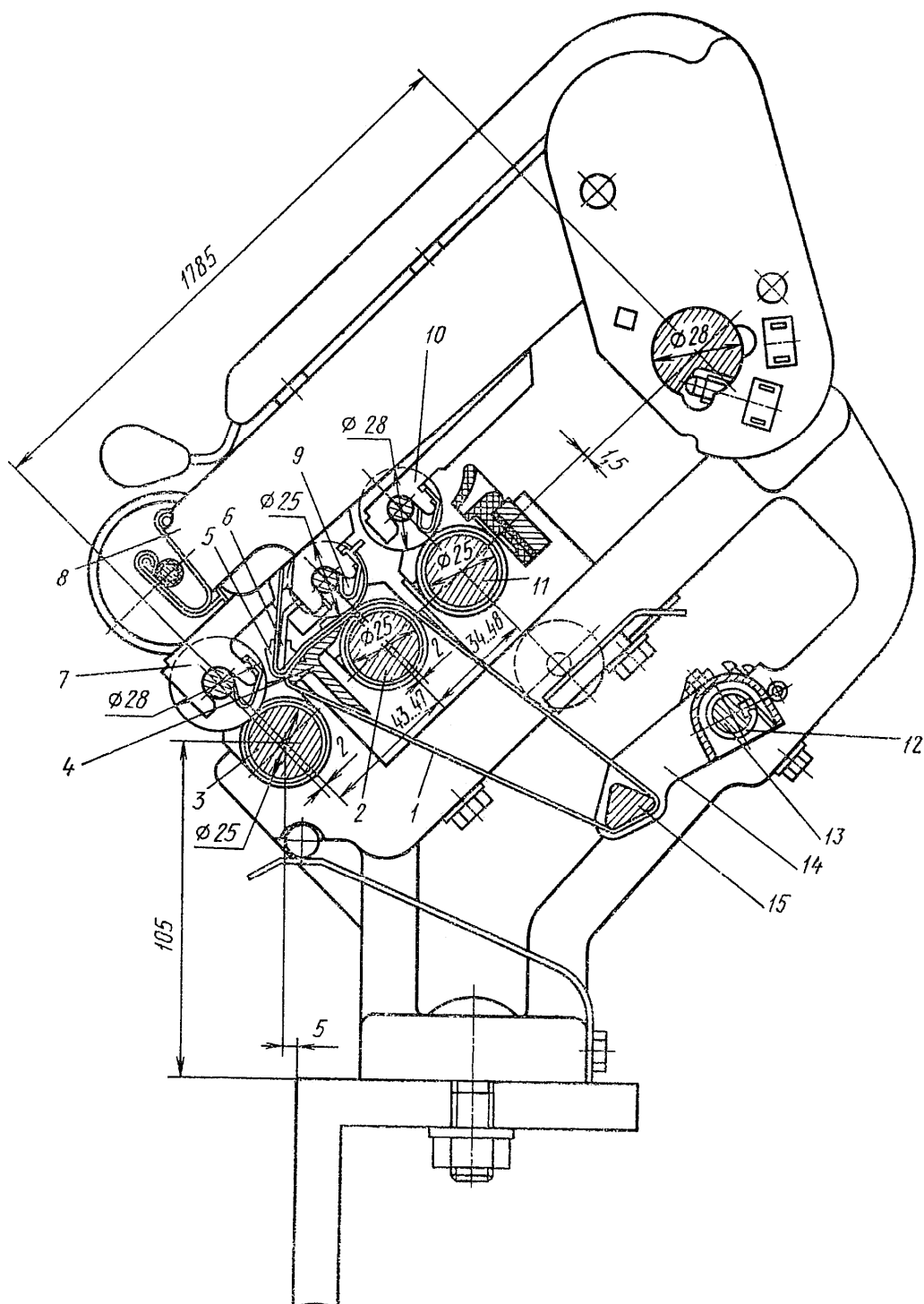
Bir tasmali egilgan choʻzuvchi maydonga ega boʻlgan choʻzuvchi asbobni koʻrib chiqamiz (12.3-rasm). Choʻzuvchi asbob ikkita choʻzuvchi va bitta taʼminlovchi juftliklariga ega. Tsilindr tayanch boʻyinlari bilan tsilindrlar stoykasi 1 ga oʻrnagan, ezuvchi valiklar esa yuklama richagi 14 ga oʻrnatilgan oʻtirgichga mahkamlangan. Old tomondagi valikka 83,3-93,1 N (8,5-9,5 kgk), oʻrtadagiga 68,6-78,4 N (7,0-8 kgk) va orqa tomondagi valikka 49-58,8 N (5-6 kgk) yuklama tushadi. Ushbu choʻzuvchi asbobning oʻziga xosligi shundan iboratki, chiqaruvchi 2 va ikkinchi 3 tsilindrlar orasida choʻzish maydoni egilgan. Tasma 8 tsilindr 3, taranglash roligi 11 va chayqaluvchi ramka 10 ning old tomon uchini qamrab oladi. Chayqaluvchi ramkaning vazifasi tutash detallarning tayyorlash xatoliklarini kompensatsiyalaydi.

Uchinchi liniya tsilindri 4 polzunga joylashtirilgan, bu ikkinchi va uchinchi tsilindrlar orasidagi texnologik tirqishni 27 mm dan 30 mm gacha oʻzgartirishga imkon beradi. Oʻrta va old tomon tsilindrlari orasidagi texnologik tirqish oʻzgarmas boʻlib, u 50 mm ni tashkil qiladi. Ushbu choʻzish asbobida pilikni 50 martagacha choʻzishga erishish mumkin.



12.3-rasm. Egilgan choʻzuvchi maydonga ega boʻlgan choʻzuvchi asbob:

1 ñ tsilindrlar stoykasi; **2** ñ old tomon tsilindri; **3** ñ oʻrta tsilindr; **4** ñ orqa tsilindr; **5** ñ old tomon ezuvchi valigi; **6** ñ oʻrta ezuvchi valik; **7** ñ orqa ezuvchi valik; **8** ñ tasma; **9** ñ ramkalar valigi; **10** ñ ramka; **11** ñ taranglovchi rolik; **12** ñ yuklama richagining oʻqi; **13** ñ kronshteyn; **14** ñ yuklama richagi; **15** ñ prujina; **16** ñ old tomonning yuqorigi tozalagichi; **17** ñ orqaning yuqorigi tozalagichi; **18** ñ quyi tozlovchi valik; **19** ñ zichlagich; **20** ñ yetakligich plankasi; **21** ñ pilikni zichlagich; **22** ñ valik; **23** ñ richag; **24** ñ tortqi; **25** ñ sozlovchi vint.



12.4-rasm. Ikkita tasmali choʻzuvchi asbob:

1 ñ quyi uzun tasma; **2** ñ oʻrta liniya taramli tsilindri; **3** ñ old tomon taramli tsilindri; **4** ñ stolcha; **5** ñ almashinuvchi klips; **6** ñ katakcha; **7** ñ old tomon ezuvchi valigi; **8** ñ yuklagich richagi; **9** ñ oʻrta liniya ezuvchi valigi; **10** ñ orqa liniya ezuvchi valigi; **11** ñ orqa liniya taramli tsilindri; **12** ñ burovchi prujina; **13** ñ chiviq; **14** ñ taranglagich richagi; **15** ñ yoʻnaltiruvchi planka.

Yuqorida ko'rib chiqilgan cho'zuvchi asbobning yanada takomillashtirilgan SKF turidagi ikkita tasmali cho'zish asbobi 12.4-rasmda keltirilgan. Ushbu cho'zuvchi asbob ikkita tasmaga ega bo'lganligi sababli cho'zish jarayonining samaradorligi yuqori bo'ladi, suzib yuruvchi tolalarning old tomon tsilindri va o'rta tsilindrlar orasidagi harakatini tartibga solish imkoniyati yaxshilanadi. Avval ko'rib o'tilgan cho'zuvchi asbobdagi tasmani taranglash uchun qo'llanilgan og'ir rolik o'rniga taranglash moslamasi o'rnatilgan. Yuklama tizimi - osma, mayatnikli. Taramli tsilindr 3, 2, 11 lar liniyalari dumalash podshipniklarida aylanadi.

Cho'zish asbobi tsilindrlari va valiklarining diametrlari turlicha bo'ladi va tolaning turi, uning uzunligi va ishlab chiqariladigan mahsulotning nomeriga bog'diq. Mahsulot ingichkalashib borgan sari tsilindrlar diametri kichiklashadi. Texnologik tirqishlar ishlov berilayotgan tolaning uzunligiga bog'diq va tola uzunlashgan sari tirqish ham kattalashtiriladi.

12.2. Cho'zuvchi asboblarning uzatmalarini loyihalash

Cho'zuvchi asbobga va cho'zuvchi asbobning o'zida uzatmani loyihalashda cho'zish texnologiyasining ayrim o'ziga xos bo'lgan tomonlarini hisobga olish kerak. Uzatmada tsilindrlarning bir tekis aylanishini va tishli g'ildiraklarning aylanma qadamlarining xatoliklarini kamaytirishni ta'minlash uchun ushbu tishli g'ildiraklarda tishlar soni imkoni boricha ko'proq bo'lishiga harakat qilish kerak. TSilindrlar orasidagi texnologik tirqishlar (o'qlararo masofa) kichik va zarur bo'lgan belgilangan texnologik parametrlarni ta'minlash uchun mayda modulli tishli g'ildiraklar qo'llaniladi ($m=1,5-2,5$ mm). Cho'zish

asbobi tsilindrlarining aylanishlar chastotasi (choʻzish) ni oʻzgartirish uchun almashinuvchi tishli gʻildiraklardan foydalaniladi.

Choʻzuvchi asbobning asosiy texnologik parametrlari boʻlib texnologik tirqish va choʻziish darajasi hisoblanadi. Ular tolaning yoʻgʻonligi, uzunligi va boshqa xossalariga bogʻliq. Choʻziish darajasi quyidagicha aniqlanadi:

$$E = \frac{v_1}{v_2},$$

bu yerda v_1 - chiqaruvchi tsilindrning tezligi;

v_2 - taʼminlovchi tsilindrning tezligi.

Koʻp tsilindrli choʻzuvchi asboblarda choʻzish qismlari boʻyicha amalga oshiriladi. Unda umumiy choʻzish darajasi quyidagicha boʻladi:

$$E = \prod_1 \prod_2 \dots \prod_n,$$

bu yerda $\prod_1, \prod_2, \dots, \prod_n$ - qoʻshni juftliklararo xususiy choʻzish darajalari.

12.5-rasmda tasvirlangan kinematik sxema uchun

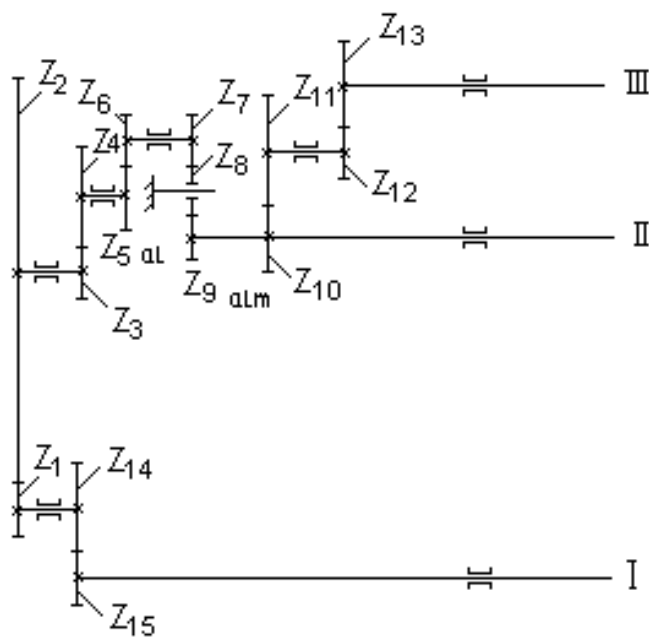
$$E_{I-III} = \frac{v_I}{v_{III}} = \frac{d_1}{d_{III} \cdot i_{15-13}}, \quad (12.1)$$

bu yerda d_I va d_{III} - 1 va 3-liniya tsilindrlarining diametrlari;

i_{15-13} - z_{15} va z_{13} tishli gʻildiraklar oʻrtasidagi uzatmalar soni.

Agar II va III tsilindrlar orasidagi choʻzish darajasi oʻzgarmas boʻlsa, u xolda i_{15-13} kinematik sxemaga binoan

$$i_{15-13} = \frac{z_{15} z_1 z_3 z_5 z_7 z_{10} z_{12}}{z_{14} z_2 z_4 z_6 z_{11} z_{13}} \frac{1}{z_{9alm}} = A_1 \frac{1}{z_{9alm}}.$$



12.5-rasm. Cho'uvchi asbob uzatmasining kinematik sxemasi.

i_{15-13} ning qiymatini (12.1) tenglamaga qo'yib, uni hisoblab, quyidagini aniqlaymiz:

$$E_{I-III} = \frac{d_1}{d_{III} \cdot A_1} z_{9alm} = C_1 \cdot z_{9alm},$$

bu yerda C_1 - cho'zilish konstantasi;

z_{9alm} - almashinuvchi g'ildirak tishlari soni.

Bundan ko'rinib turibdiki, agar almashinuvchi g'ildirak yetaklanuvchi bo'lsa, u xolda umumiy cho'ziilish darajasi uning tishlar soniga proporsional bo'ladi.

Kamaytiruvchi uzatmada almashinuvchi tishli g'ildirak sifatida yetaklanuvchi tishli g'ildirakni qabul qilishni tavsiya etiladi, chunki uning tishlarining soni ko'proq bo'ladi va z_{alm} ni aniqlashda i ni eng yaqin butun songa yaxlitlashda uzatmalar sonining kamroq chetga chiqishiga erishiladi. Agar kinematik zanjirda boshqa almashinuvchi g'ildirak bo'lsa, u xolda cho'zilish darajasining har bir intervaliga o'zining konstantasi C_1 kiritiladi.

Tishli g'ildirakning modulini to'g'ri tanlash uchun mustahkamlikka hisoblanadi. Cho'zuvchi asbob liniyalaridagi ishqalanish kuchining momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{ishq} = [(G_1 + G_1) \cdot \cos \alpha + Q] \cdot f \cdot r_1 + (G_1 \cdot \cos \alpha + Q) \cdot (f \cdot r_2 + k),$$

bu yerda G_1 va G_2 - tsilindr va ezuvchi valiklarining og'irliklari;

α - cho'ziish asbobining qiyalik burchagi;

Q - texnologik yuklama hisobiga tsilindrda ta'sir qiluvchi radial bosimning kuchi;

r_1 va r_2 - tegishli ravishda tsilindrni bo'ynining va bosim valiklarining radiuslari.

f - tsilindr va ezuvchi valikning tayanchlardagi solishtirma ishqalanish kuchi;

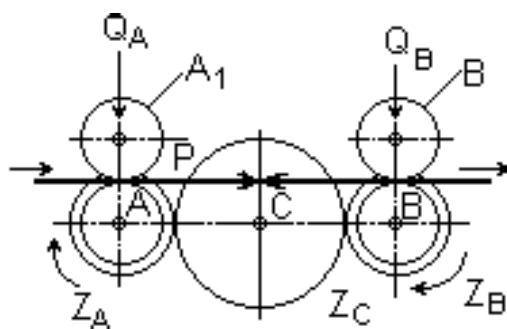
k - valikning tsilindrda aylanishidagi dumalash ishqalanish ko'effitsiyenti.

Cho'zish kuchi P ma'dum bo'lgandagi foydali qarshilikni cho'zish jarayonida sarflanadigan harakatdagi moment aniqlaydi:

$$M_h = P \cdot r,$$

bu yerda r - tsilindrning radiusi.

Ushbu moment uzatmada ikkita qismga ajraydi (12.6-rasm): birinchi qismi tsilindr A va valik A_1 ning aylanishiga yordam qiladi, ikkinchi qismi esa tishli g'ildiraklar z_A va z_C lar oqali val C ga uzatiladi, keyin tishli g'ildiraklar z_C va z_B oqali tsilindr B ga uzatiladi. Shu tufayli tsilindrda aylanma kuchlanish xosil bo'ladi, u cho'zuvchi juftlik $B-B_1$ ning cho'zish kuchi P ni yengishga imkon yaratadi.



12.6-rasm. Ikkala qo'ishni tsilindrlararo uzatma sxemasi.

Shunday qilib, ko'rib o'tilgan mexanizmدا zararlı qarshiliklarni yengish uchun sarf qilinadigan momentdan tashqari cho'ziluvchi mahsulot (pilta, pilik) orqali tsilindr A, tishli g'ildiraklar z_A , z_C , z_B , tsilindr B lardan iborat bo'lgan yopiq kontur bo'yicha moment ta'osir qiladi. U yopiq konturning barcha detallariga ular orqali quvvat (V_t) uzatilishi kabi ta'osir o'tkazadi:

$$N = \frac{M_h n}{9,55},$$

bu yerda M_h - harakatdagi moment, $N \cdot m$;

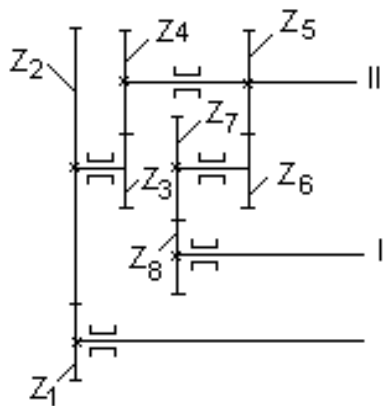
n - tsilindrning aylanishlar chastotasi, min^{-1} .

Ushbu quvvat yopiq yoki tsirkulyatsiyalanuvchi deb ataladi. Mexanizmدا yopiq quvvat paydo bo'lganda uni uzatma detallarining umumiy (sarf qilinadigan va yopiq) quvvatlarining yig'indisi bo'yicha hisoblash kerak. Yopiq konturning yetaklovchi g'ildiragidagi umumiy harakatlanuvchi moment rivojlanayotgan momentdan ushbu konturdagi yopiq (tsirkulyatsiyalanuvchi) moment kattaligiga teng bo'lgan qiymatda har doim (uzatmaning sxemasiga bog'liq ravishda) katta yoki kichik bo'ladi.

Misol tariqasida halqali yigirish mashinasining cho'zuvchi asbobini ko'ramiz (12.7-rasm). Boshqa tsilindrlarga nisbatan katta tezlikda aylanadigan tsilindr I

dan harakat tishli g'ildirak z_1, z_2, z_3, z_4 lar oqali taöminlovchi (sekin aylanuvchi) tsilindr III ga uzatiladi. Umumiy cho'ziish darajasini o'zgartirish uchun uzatmada almashinuvchi tishli g'ildirak z_3 ko'zda tutilgan. Taöminlovchi tsilindr III dan harakatni tishli g'ildirak z_5, z_6, z_7, z_8 lar orqali tsilindr II ga uzatiladi. Bunda uzatishlar nisbati quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{II-III} = \frac{z_8 z_6}{z_7 z_5} < 1.$$



12.7-rasm. Haqali yigirish mashinasi cho'zuvchi asbobi uzatmasining kinematik sxemasi.

Ko'rib o'tilayotgan uzatma konstruktsiyasi uchun tishli g'ildirak z_4 qabul qilayotgan harakatlanuvchi moment II va III tsilindrlarning qarshilik kuchining (foydali va zararli) keltirilgan momenti M_{kel} bo'lib hisoblanadi. Uni quyidagi tenglama bo'yicha aniqlanadi:

$$M_{kel} = M_3 - P_3 \cdot r_3 + \frac{M_2 + P_2 \cdot r_2}{i_{II-III} \cdot \eta} = M_3 + \frac{M_2}{i_{II-III} \cdot \eta} + \frac{P_2 \cdot r_2 - P_3 \cdot r_3 \cdot i_{II-III} \cdot \eta}{i_{II-III} \cdot \eta},$$

(12.2)

bu yerda M_2 va M_3 - ezuvchi valiklarning qarshilik momentlarini hisobga olgan xoldagi tegishli ravishda II va

III tsilindrlarning tayanchlaridagi ishqalanishga qarshilik momentlari;

P_2 va P_3 - II va III tsilindrlardagi cho'ziish kuchlari;

r_2 va r_3 - II va III tsilindrlarning radiuslari;

η - II va III tsilindrlar orasidagi tishli uzatmalarning foydali ish ko'effitsienti.

(12.2) tenglamaning oxirgi qismi cho'zish qarshiligini belgilovchi harakatdagi moment M_h ni o'zida namoyon qiladi. Mahsulotni cho'zish uchun $P_3 = P_2 = P$ va $r_3 = r_2 = r$ bo'lgandagi sarflanadigan quvvat quyidagiga teng bo'ladi:

$$N_{hz_4} = M_{hz_4} \cdot \omega_3 = P \cdot v_{nis} = P \cdot r \cdot \omega_{nis},$$

bu yerda $\omega_{nis} = \frac{\omega_2}{\eta} - \omega_3$ - (bunda ω_2 va ω_3 - tegishli ravishda

II va III tsilindrlarning burchak tezliklari).

(12.2) tenglamaning ikkinchi qismini III tsilindrga keltirilgan moment M_2 aks ettiradi. Ko'rib chiqilayotgan uzatmada tsirkulyatsiyalanuvchi moment quyidagiga teng:

$$M_{tsirk.2} = \frac{P_2 \cdot r_2}{i_{II-III} \cdot \eta},$$

tsirkulyatsiyalanuvchi quvvat esa quyidagicha anmqlanadi:

$$N_{tsirk} = \frac{P_2 \cdot v_2}{i_{II-III} \cdot \eta} = \frac{M_{tsirk.2} \cdot n_2}{9,5} = M_{tsirk.2} \cdot \omega_2,$$

bu yerda v_2 - II tsilindrning aylana bo'yicha tezligi;

n_2 - II tsilindrning aylanishlar chastotasi.

M_3 va $P_3 \cdot r_3$ momentlarni yaxlitligicha tishli g'ildirak z_4 qabul qiladi, shuning uchun yopiq konturning yetaklovchi g'ildiragi z_5 ga keltirilgan harakatdagi tashqi to'diq moment quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_{h.z_5} = \frac{M_2 + P_2 \cdot r_2}{i_{II-III} \cdot \eta}, \text{ yoki } M_{h.z_5} = \frac{M_2}{(i_{II-III} \cdot \eta) + M_{tsirk.2}}. \quad (12.3)$$

Ushbu moment tishli gäldirak z_5 uchun hisobiy moment bo'lib xizmat qiladi.

Agar harakat II tsilindrdan III tsilindrga uzatilsa, unda yopiq konturning yetaklovchi gäldiragi z_8 da harakatlantiruvchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{h.z_8} = \frac{M_3 - P_3 \cdot r_3}{i \cdot \eta} \text{ yoki } M_{h.z_8} = \frac{M_3}{i \cdot \eta} - M_{tsirk.3}. \quad (12.4)$$

bu yerda $i = i_{III-II} = \frac{z_5 z_7}{z_6 z_8} > 1$.

(12.3) va (12.4) tenglamalardan ko'rinib turibdiki, tsirkulyatsiyalanuvchi moment yopiq konturning yetaklovchi gäldiragi z_5 da qo'shimcha yuklanish xosil qilishi yoki uni (z_8) kamaytirishi mumkin. Shunga o'xshash ravishda ikkinchi va uchinchi tsilindrlar o'rtasidagi qarshilik kuchlarining o'zaro ta'osirini ham ko'rish mumkin.

Ko'rib chiqilgan cho'zuvchi asbob uzatmasining kinematik sxemasidan quyidagi xulosa chiqarish mumkin. Cho'zuvchi asbob tsilindrlariga uzatmalarning kinematik sxemasini to'g'ori tanlanganda yopiq konturning yetaklovchi gäldiragi uzatadigan quvvatni kamaytirishga, o'z navbatida yetaklovchi gäldirakda kichik kuch xosil bo'lishiga erishish mumkin, chunki kichik texnologik tirqishlarda (katta modulli tishli gäldiraklarni qo'llash imkoni bo'lmaganda) buning ahamiyati juda ham katta bo'ladi. Sxemani to'g'ori tanlash deganda kinematik zanjir bo'ylab $i < 1$ (kamaytiruvchi uzatma) shartni saqlab qolish tushuniladi. Agar ushbu shartga rioya qilinmasa, unda cho'zish kuchi hisobiga tsirkulyatsiyalanuvchi momentni hisobga olish zarur.

Mashinaning choʻzuvchi asbobi sarflaydigan quvvat quyidagicha boʻladi:

$$N_{cho'z.as} = (0,15 \div 0,25) N_{el.dv},$$

bu yerda $N_{el.dv}$ - elektrodvigatelning quvvati.

Agar mashina ikki tomonlama boʻlsa, unda choʻzuvchi asbobning bir tomoniga quyidagi quvvat toʻgʻri keladi (tishli uzatmaning FIK ni hisobga olinmagan xolda):

$$N = \frac{N_{cho'z.as}}{2}.$$

Unda choʻzuvchi asbobning har bir alohida tsilindrlar liniyasi sarflaydigan quvvat quyidagicha boʻladi:

$$N_j = \frac{N \cdot n_j \cdot Q_j}{n_1 Q_1 + n_2 Q_2 + \dots + n_n Q_n},$$

bu yerda $n_1, n_2, \dots, n_n$ - choʻzuvchi asbobdagi tegishli ravishda liniyalarning taramli tsilindrlarining aylanishlari soni;

$Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ - oʻsha taramli liniyalar tsilindrlarining ezuvchi valiklariga taʼsir qiladigan texnologik kuch;

$j = 1, 2, \dots, n$ - liniyaning tartib raqami (chiqaruvchi liniya birinchi raqam deb qabul qilingan).

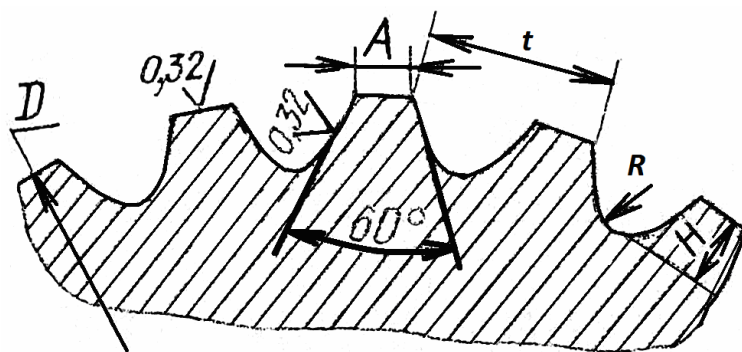
12.3. Taramli tsilindrlarning konstruksiyalari va ularning tuzilishi

Tolalarni kerakli darajada qisish va zarur ishqalanish maydoni xosil qilish uchun tsilindrlarda taramli sirt xosil qilinadi. Oʻtkazilgan koʻplab tadqiqotlar va ishlab chiqarishning kundagi tajribalari taramlarning profillari va xolati texnologik jarayonning borishiga hamda valikka zarur boʻlgan yuklamaning kattaligiga katta taʼsir qilishini koʻrsatadi. Tsilindr va valiklar oʻrtasidagi oʻrtacha bosim taram ariqchasining kengligiga bogʻliq: ariqchaning

kengligi kattalashgan sari bosim kichiklashadi va natijada valikka tushadigan yuklama kattalashadi. Ariqchaning kengligi juda qam kichik boʻlsa valikning elastik qoplamasining yeyilishi tezlashadi va hattoki, tolaning shikastlanishiga olib olib keladi. Tsilindrning taramli sirtining yeyilishdan va tasodifish shikastlanishdan saqlash uchun u yuqori qattqlikka ega boʻlishi kerak. Chiqaruvchi tsilindr sirtining qattqligi *HRC* 55, qolgan tsilindrlarning qattqligi esa *HRC* 50 dan past boʻlmasligi kerak.

Tsilindrlar poʻlat 10 yoʻki 15 (tegishli termik ishlov berilgan), yoʻki 45 markalardan (YuCHT yordamida sirti toblangan) tayyorlanadi. Taramli tsilindrlar egilish va buralishdagi kuchlanishlar ostida ishlaydi: shuning uchun tsilindrlarning sirtining qattqligi yuqori va oʻzagi qovushqoq boʻlishi kerak. Tsilindrlar moʻrt boʻlganligi sababli ularni yaxlit toblash mumkin emas. Taramli sirtning gʻadir-budurliigi $R_a=0,32$ atrofida, depsinishi 0,03-0,05 mm dan oshmasligi kerak. Xususiyy choʻziilish darajasi e_i qancha katta boʻlsa, depsinish shuncha kichik boʻlishi kerak: $e_i > 20$ da depsinish 0,02 mm dan koʻp boʻlmasligi kerak.

Yigirish, piliklash va piltalalash mashinalari uchun taramning profili bir xilda boʻladi. Bu esa tsilindrlarni sovuqlayin dumalatish usulida tayyorlashga imkon yaratadi, chunki ushbu usulning unumdorligi yuqori boʻladi va u orqali taram sirtlarining yuqori sinf tozaligiga erishiladi. Taramning koʻndalang kesimining profili 12.8-rasmda, uning parametrlari 12.1-jadvalda keltirilgan.



12.8-rasm. Taramli tsilindrning ko'ndalang kesimining profili.

12.1-jadval

Taramli tsilindrning ko'ndalang kesimi profilining parametrlari (12.8-rasm bo'yicha)

Oʻlchamlari, mm							
D	Taramlar soni	H	A		t^*	R^*	Tsilindrning vazifasi
			nominal	ruxsat etilgan chetga chiqish			
22	43	0,5	0,35	$\pm 0,05$	1,57	0,53	Yigirish mashinalari uchun
24	47						
25	49						
28	55						Piltalash mashinalari uchun
32	63						
35	69						
(24,5)	37	0,7	0,6	$\pm 0,05$	2,08	0,6	Piliklash mashinalari uchun
25	38						
32	48						
(34,7)	53						
35	53						
38	57						
50	75						
(51)	77						
* Asboblari uchun							

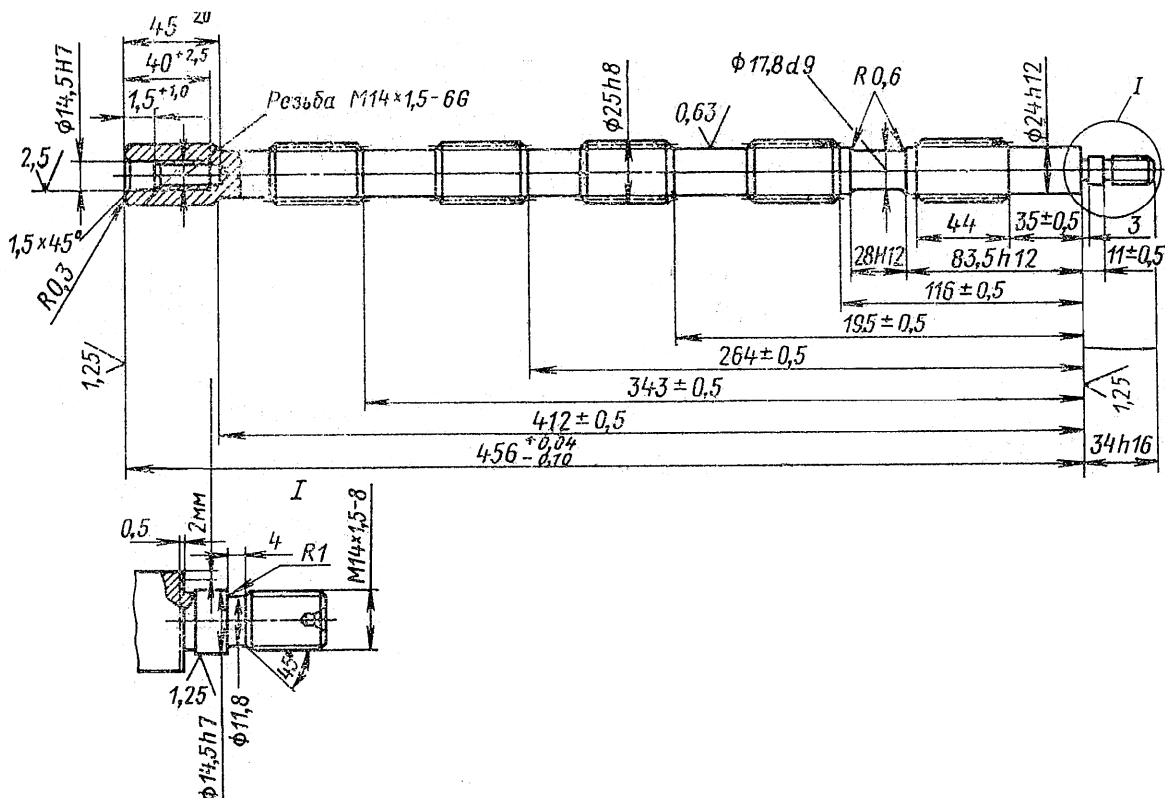
Namli yigirish mashinalarining chiqaruvchi tsilindrlarining tumbalari 38 mm dan 51 mm gacha bo'lib,

korroziyabardosh materiallar (bronza, korroziyabardosh poʻlat va h.k.) dan tayyorlanadi, tsilindrlar esa antikorroziyali qoplamaga ega boʻlishi kerak. Ishchi joylari (mahsulotning chiqish joylari) koʻp boʻlgan mashinalarning taramli tsilindrlarining liniyalari alohida zvenolardan tarkib topadi (piltalash va yigirish mashinalarida). Bitta chiqarish joyiga ega boʻlgan piliklash mashinalarining taramli tsilindrlarining liniyalari bitta (zveno) boʻladi. Zveno bitta yoki bir necha tumbali (mahsulotning chiqish joylari) boʻlishi mumkin. TSilindr zvenosining uzunligi mashinaning asosiy texnik tavsiflaridan biri boʻlib hisoblanadi.

12.9-rasmda oltita taramli tumbaga ega, urchuqlar orasidagi masofa 76 mm dan boʻlgan halqali yigirish mashinasining taramli tsilindrining zvenosi tasvirlangan. Tsilindrlarning birikadigan toretslari orasidagi masofa $76 \times 6 = 456$ mm boʻladi. Halqali yigirish mashinalarida taramli tsilindrlar liniyasining uzunligi 16 m gacha, zvenolar soni 24 tadan ortiq boʻlishi mumkinligi uchun zvenolar ishchi boʻyinlari markazining katta miqdorda tsilindrlar stoykasi oʻqidan chetga chiqishining oldini olish uchun (yigʻish sharti) oʻlcham 456 mm ga: $456^{+0,04}_{-0,10}$ mm qatʼiy ijozat qoʻllaniladi. Stoykalar orasida tsilindr zvenosi xaddan ziyod egilib ketmasligi uchun uning uzunligini 528 mm dan katta olish tavsiya qilinmaydi.

Standart talablari boʻyicha alohida zvenolarni rezbali biriktiriladi. Yigʻilgan liniyaning deysinishini kamaytirish uchun tsilindrning rezbali keti va teshik tsilindrik yoʻnaltiruvchili uchastkaga ega, ular sakkizinchi (markazlovchi teshik $H8$) va yettinchi (yoʻnaltiruvchi boʻyni $h7$) kvalitetlar boʻyicha tayyorlanadi.

Yigʻilgan liniyaning deysinishini kamaytirish uchun tsilindrlarni sovuqlayin toʻgʻrilanadi.



12.9-rasm. Yigirish mashinasi taramli tsilindrining zvenosi.

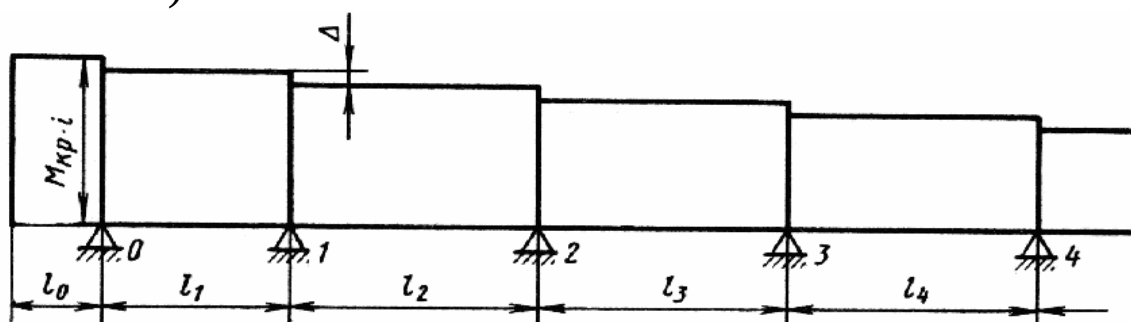
12.4. Taramli tsilindrlarning liniyalarini mustahkamlikka hisoblash

Taramli tsilindrlarning liniyalari murakkab - egilish va buralishdagi qarshiliklarga hisoblanadi. Taramli tsilindrlar zvenolarini tekshirishga hisoblash uchun choʻzuvchi asbob taramli tsilindrlar liniyasi boʻylab burovchi momentning taqsimlanishini aniqlash kerak. Amaliy jihatdan qabul qilish uchun har bir oraliqning uzunligi boʻyicha burovchi moment oʻzgarmas va u har bir oraliqdan keyingisiga

$$\Delta = \frac{M_{bur.i}}{m} \quad (i=1,2,3,...,n), \quad (12.5)$$

kattalikda kamayib boradigan (12.10-rasm) darajadagi aniqligi yetarli boʻladi (bunda m - liniyadagi tayanchlar

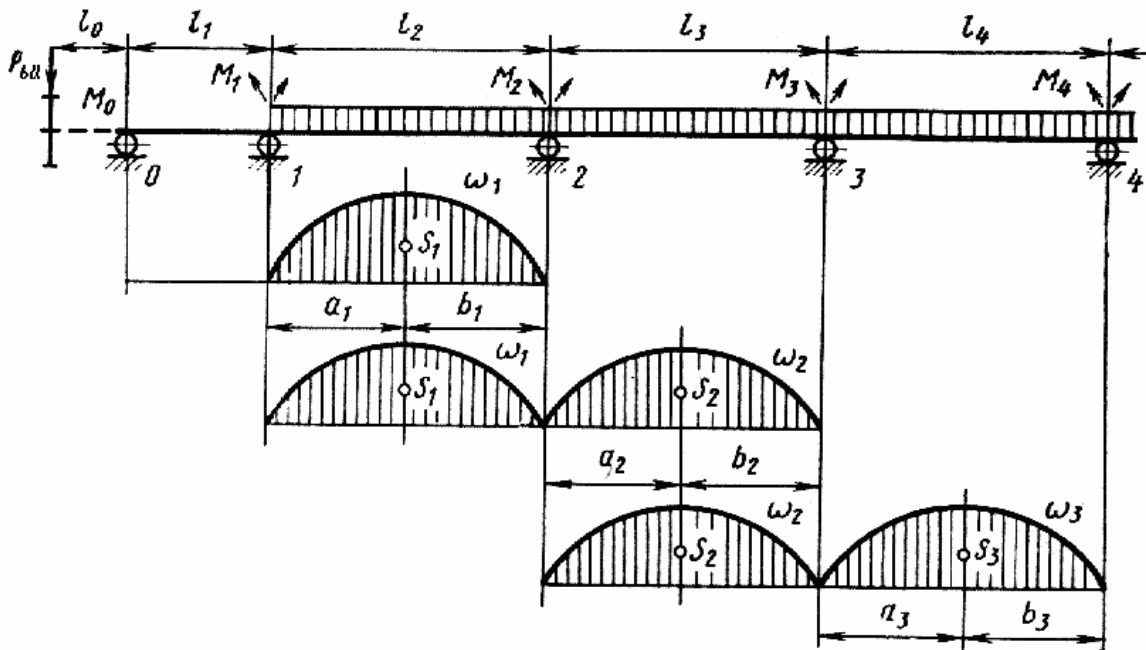
soni; $M_{bur.i}$ - liniyalarning tegishli ravishdagi burovchi momenti).



12.10-rasm. Cho'uvchi asbobning har qanday tayanchlari orasidagi burovchi momentni hisoblash uchun sxema.

Taramli tsilindrlarning liniyalari o'zida ko'p tayanchli balkani aks ettiradi (12.11-rasm).

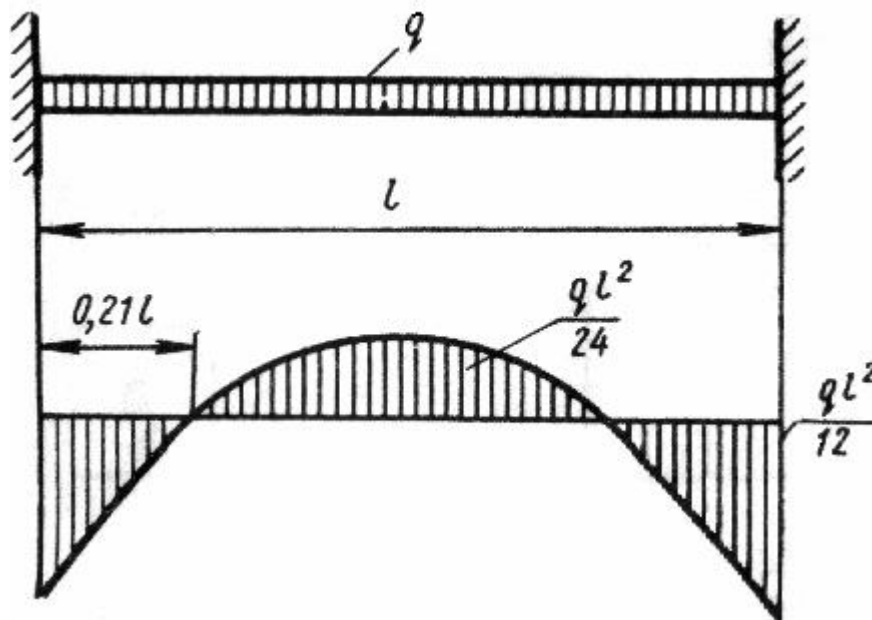
Cho'uvchi asbobni hisoblash natijalari shuni ko'rsatadiki, eguvchi moment epyuralari faqat birinchi uchta tayanchlar oralig'idagi tayanch momentlarining har xil kattaliklarini beradi, keyin esa momentlarning kattaliklari tenglashadi. Bu o'рта oraliqlar uchun yuklamani simmetrik deb hisoblashga imkon beradi. Bunday xolda tayanchlarda elastik chiziqqa urinma gorizontal xolatda bo'ladi va hisoblashda ikkala tomonidan qo'zg'almas xolda mahkamlangan, bir tekis yuklangan balka deb qaraladigan (12.12-rasm) bitta oraliqni ko'rib chiqish bilan kifoyalanish mumkin.



12.11-rasm. Cho'uvchi asbob kallak qismi zvenosini hisoblash uchun sxema.

Bunday balka uchun (12.12-rasm) maksimal eguvchi moment tayanchlarda xosil bo'ladi:

$$M_{\text{eguv}} = \frac{q \cdot l^2}{12}. \quad (12.6)$$



12.12-rasm. Cho'uvchi asbob o'rta zvenosini hisoblash uchun sxema.

Tsilindr tayanchlarda minimal diametrga (ishchi bo'yni) ega bo'lishini e'tiborga olishimiz kerak. Ikkita tayanch oralig'i bo'yicha ta'osir qilayotgan burovchi moment ma'lum bo'lsa o'rta zvenoni mustahkamlik nazariyasidan biri (masalan, energetik nazariya) bo'yicha statik mustahkamlikka tekshirish mumkin:

$$M_{ekv} = \sqrt{M_{egil}^2 + 0,75 \cdot M_{bur}^2}; \quad (12.7)$$

$$\sigma_{ekv} = \frac{M_{ekv}}{W_{egil}}, \quad (12.8)$$

bu yerda σ_{ekv} - ekvivalent kuchlanish;

W_{egil} - kesimning egilishga qarshilik momenti.

Liniyaning kallak qismida (12.11-rasmga qaralsin) yuritmaning tishli ilashishida radial tashkil etuvchi P_{bur} xosil bo'ladi, uni quyidagi formula yordamida aniqlash mumkin:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{2M_{bur.i}}{d}; \\ P_{bur} &= P \cdot \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (12.9)$$

bu yerda M_{bur} - tishli g'ildirak uzatadigan burovchi moment;

d - tishli g'ildirak boshlang'ich aylanasi diametri;

α - ilashish burchagi.

Ushbu kuch O tayanchda quyidagi eguvchi momentni beradi:

$$M_{eguv} = P_{bur} \cdot l_0. \quad (12.10)$$

Agar birinchi oraliqda (l_1 oraliq) texnologik yuklama bo'lmasa, unda faqat o'zining og'irligi hisobiga minimal xatolik bilan saqlab qolish mumkin bo'ladi. Ushbu hisoblash sxemasi uchun uch momentlar teoremasi asosida tenglamalar sistemasini tuzamiz, bunda momentlarning ishoralarini umumiy qoidalar $[\cap(-), \cup(+)]$ bo'yicha olamiz:

$$\left. \begin{aligned} -M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 &= -6 \left(\frac{\omega_1 \cdot a_1}{l_1} + \frac{\omega_2 \cdot b_2}{l_2} \right); \\ M_1 \cdot l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 \cdot l_3 &= -6 \left(\frac{\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{\omega_3 \cdot b_3}{l_3} \right); \\ M_2 \cdot l_3 + 2M_3(l_3 + l_4) + M_4 \cdot l_4 &= -6 \left(\frac{\omega_3 \cdot a_3}{l_3} + \frac{\omega_4 \cdot b_4}{l_4} \right), \end{aligned} \right\} \quad (12.11)$$

bu yerda M_1, M_2, M_3 - tayanchlarning nomaʼlum momentlari;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ - oraliqda faqat yuklamaning taʼsir qiluvchi eguvchi momentlari epyurasining maydoni;

a_1, a_2, a_3 - tegishli oraliq tayanchining chap tomonidan epyuraning ogʻirlik markazigacha boʻlgan masofa;

b_2, b_3, b_4 - tegishli oraliq tayanchining oʻng tomonidan epyuraning ogʻirlik markazigacha boʻlgan masofa.

Biz koʻrayotgan xolat uchun:

$$\omega_1 = 0, \quad a_1 = 0, \quad M_4 = -\frac{ql^2}{12};$$

tsilindrlar stoykalari orasidagi oraliqlarning uzunligi va yuklamalar bir xilda boʻladi, unda

$$\omega_2 = \omega_3 = \dots = \frac{ql^2}{12}; \quad l_2 = l_3 = \dots = l,$$

$$a_2 = b_2 = a_3 = b_3 = \dots = \frac{l}{2}.$$

Soddalashtirishlarni kiritib, quyidagi tenglamalar sistemasini xosil qilamiz:

$$\left. \begin{aligned} -M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l) + M_2 \cdot l &= -\frac{ql^3}{4}; \\ M_1 + 4M_2 + M_3 &= -\frac{ql^2}{2}; \\ M_2 + 4M_3 - \frac{ql^2}{12} &= -\frac{ql^2}{2}, \end{aligned} \right\}$$

ushbu tenglamani yechib, M_1, M_2, M_3 larning qiymatlarini kattaligi va yoʻnalishi boʻyicha aniqlash mumkin boʻladi.

Maksimal tayanch momenti bo'yicha ekvivalent kuchlanishni aniqlaymiz (ikki o'qli kuchlanishli xolati):

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{egil}^3 + 3\tau_{bur}^2}.$$

τ_{bur} ni aniqlashda ushbu oraliqqa ta'osir qiluvchi burovchi momentni olamiz. Taramli tsilindrlarda normal kuchlanish aylanishi natijasida simmetrik tsikl bo'yicha o'zgaradi, shuning uchun tsilindrlarni toliqishga quyidagi formula yordamida tekshiriladi:

$$\sigma_{ekv} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot n}, \quad (12.12)$$

bu yerda ε - masshtabli omil;

K_{σ} - xavfli kesimdagi kuchlanishlar kontsentratsiyasining samarali koefitsienti;

n - mustahkamlik zahirasi, o'rtacha sharoitlar uchun 1,5-2,5 oraliqda qabul qilinadi;

σ_{-1} - simmetrik tsikli kuchlanishlarda tsilindr materialining toliqish chegarasi.

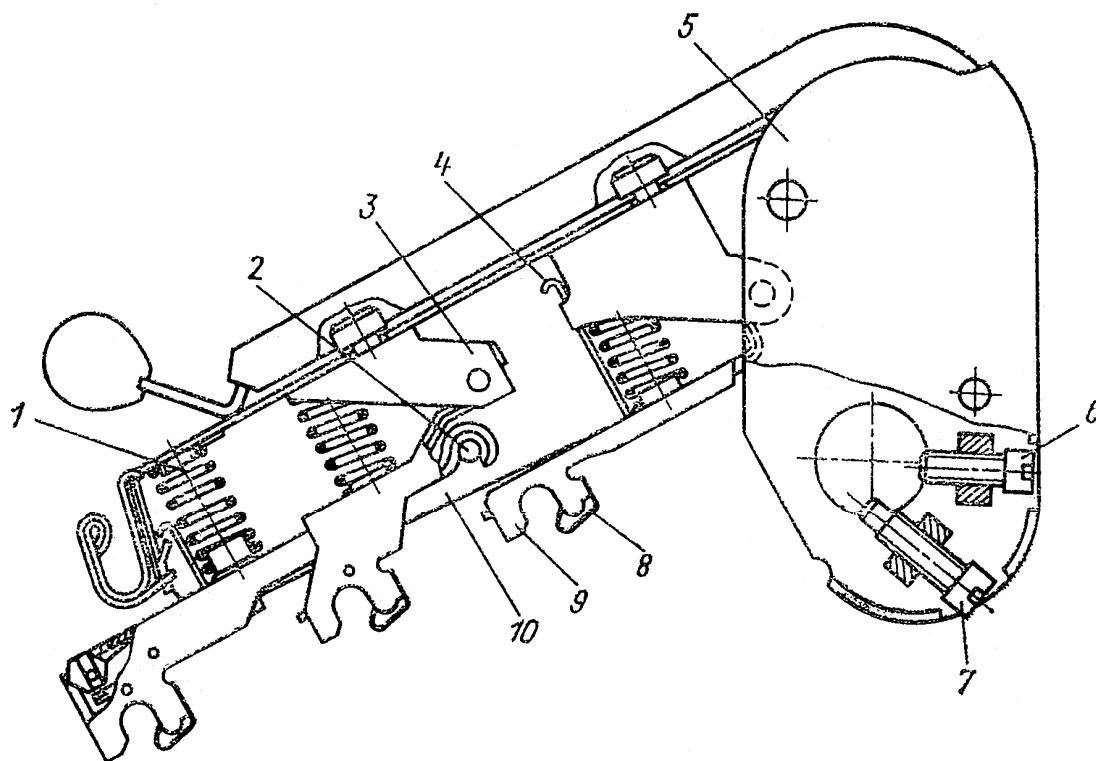
12.5. Cho'zuvchi asboblarning yuklama moslamalarini hisoblash

Cho'zuvchi juftliklarda texnologik jarayonning belgilangan tartibda amalga oshishini ta'minlaydigan qisish kuchi ezuvchi valiklarga doimiy yuklama yordamida xosil qilinadi. Yuklama qurilmalarini loyihalashda texnologik jarayonning kechish sharoiti belgilangan oraliqlarda o'zgarganda yuklamaning o'zgarish ehtimolini hisobga olish kerak. Qurilma (agar buning imkoniyati bo'lsa) mashina uzoq muddatga to'xtatilganda barcha tsilindrlarining yuklamasini bir vaqtda yechishga, shuningdek, tsilindr yoki valikka ip o'ralib qolganda har birining alohida yuklamasini

yechishga imkon yaratishi kerak. Yuklamani yukli, prujinali, pnevmatik, gidravlik, magnitli yoki boshqa qurilmalar xosil qilishi mumkin.

Uzoq vaqt davomida yukli qurilmalar to'qimachilik mashinalarining cho'zuvchi asboblarning asosiysi bo'dib hisoblangan. Keyingi paytlarda prujinali qurilmalar keng ko'damda qo'dlanilmoqda.

Halqali mashinalarning cho'zuvchi asboblari aksariyat xollarda yuklamaning osma mayatnikli tizimlaridan foydalanilmoqda (12.12-rasm).



12.12-rasm. Yuklamaning osma mayatnikli tizimi.

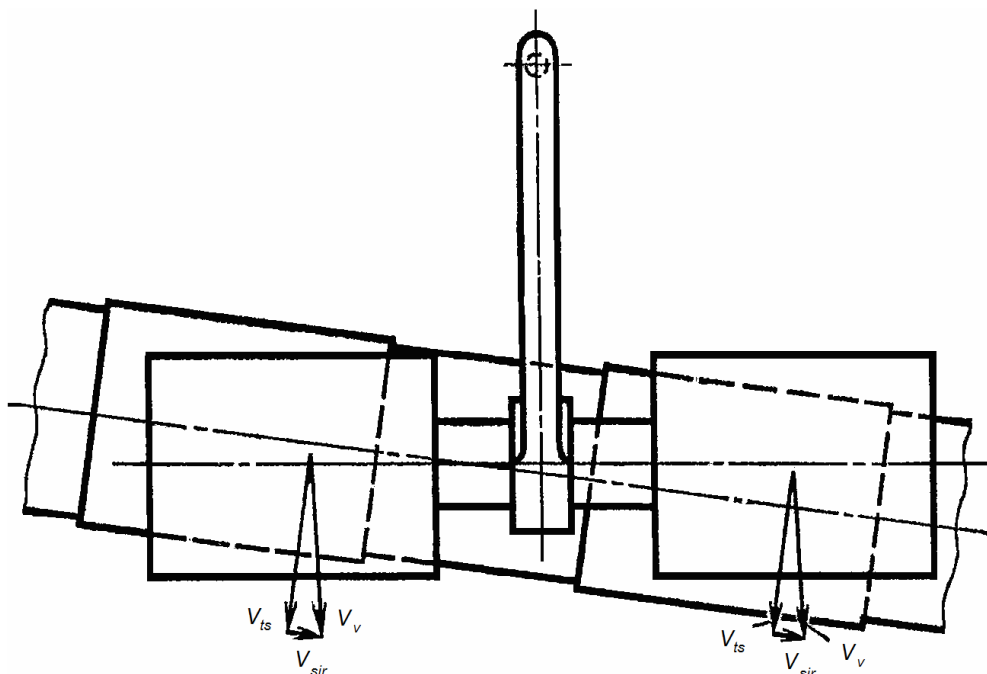
Cho'zuvchi asbobda belgilangan texnologik yuklama siquvchi tsilindrik prujina 1 lar (12.12-rasm.) yordamida xosil qilinadi, uni plastinkali siquvchi prujina 8 li o'rindiqlar yordamida ushlab turiladigan ezuvchi valiklarning o'qiga o'rindiq 9 orqali uzatiladi.

O'rindiqlarning o'qlari 2 yoki yuklama richagi 10 ga, yoki kronshteyn 3 ga joylashtiriladi va ilmoq 4 yordamida yuklama richagida ushlab turiladi. Richag 10 chiviqli valga o'rnatilgan va vint 6 yordamida unga mahkamlangan kronshteyn 5 ga mahkamlanadi. Taramli tsilindrga nisbatan richag 10 ning xolatini vint 7 yordamida sozlash mumkin bo'ladi. Barcha uchchala o'rindiqlar sharnirda chayqalganga o'xshab o'q 2 da chayqaladi va ipning texnologik yurish yo'liga nisbatan perpendikulyar yo'nalishda tegishli tsilindrlarning o'qlariga nisbatan valiklarning o'qlarini o'z-o'zidan parallel joylashishini ta'minlaydi.

Ezuvchi valikning o'qiga ayqash o'qli tsilindrga ega bo'lgan sxemani ko'rib chiqamiz (12.13-rasm). Vektor v_{ts} tsilindrning doiraviy tezligining yo'nalishini ko'rsatadi, v_v - valikning doiraviy tezligining yo'nalishi. Ezuvchi valik tsilindrga nisbatan nisbiy sirpanish tezligi v_{sir} da sirpanadi. Buning natijasida valik bilan tsilindrning kontakt nuqtasida tsilindrga valikni qisish kuchini ishqalanish koeffitsientiga ko'paytmasiga teng bo'lgan ishqalanish kuchi sodir bo'ladi, u v_{sir} nolga teng bo'lmaguncha, ya'ni valik o'qi tsilindr o'qi bilan parallel bo'lmaguncha, valikni o'tirgich bilan birgalikda buradi.

Ezuvchi valikka yuklamani nafaqat siquvchi tsilindrik prujinalar orqali (12.12-rasm), balki yassi plastinkali prujinalar (12.14-rasm) va burash prujinalari orqali ham uzatilishi mumkin. Yassi plastinkali prujinalardan foydalanishda cho'zuvchi asbob elementlarini tayyorlash aniqligiga katta talab qo'yiladi, chunki prujina katta bikrlikka ega bo'ladi va cho'zuvchi juftlikning kichik depsinishi yoki ezuvchi valik o'lchamlarining chetga chiqishi texnologik yuklamaning belgilangan qiymatlaridan chetga chiqishiga olib keladi.

Yigirish mashinalarining choʻzuvchi asboblarda oʻramli tsilindrik prujinalar keng koʻlamda qoʻllaniladi. Ularni tayyorlash sodda boʻladi va ularni qoʻllashda choʻzuvchi asbobning aniqligiga katta talablar qoʻyilmaydi.



12.13-rasm. Valikning osma mayatnikli sxemasi.

Yigirish mashinalarining choʻzuvchi asboblari ishlatish amaliyoti shuni koʻrsatadiki, mustahkamlikka toʻgʻri hisoblangan prujinalar ayrim xollarda nisbatan kichik yuklamalarda ham turgʻunligini yoʻqtoshi mumkin (qavariqlashadi). Pujina beradigan yuklamaning taʼsirida prujina turgʻunligining yoʻqolishi natijasidagi yuklama hisobiyga toʻgʻri kelmaydi, chunonchi farq katta qiymatga erishishi mumkin. Shuning uchun siquvchi prujinani turgʻunlikka hisoblanadi. S.D. Ponamarev quyidagi ifodani taklif qiladi, unda prujinaning kritik choʻkishi λ_{kr} ning turgʻunsizlik roʻy beradigan deformatsiyalanmagan prujinaning balandligi H_0 ga nisbati oʻz ifodasini topadi:

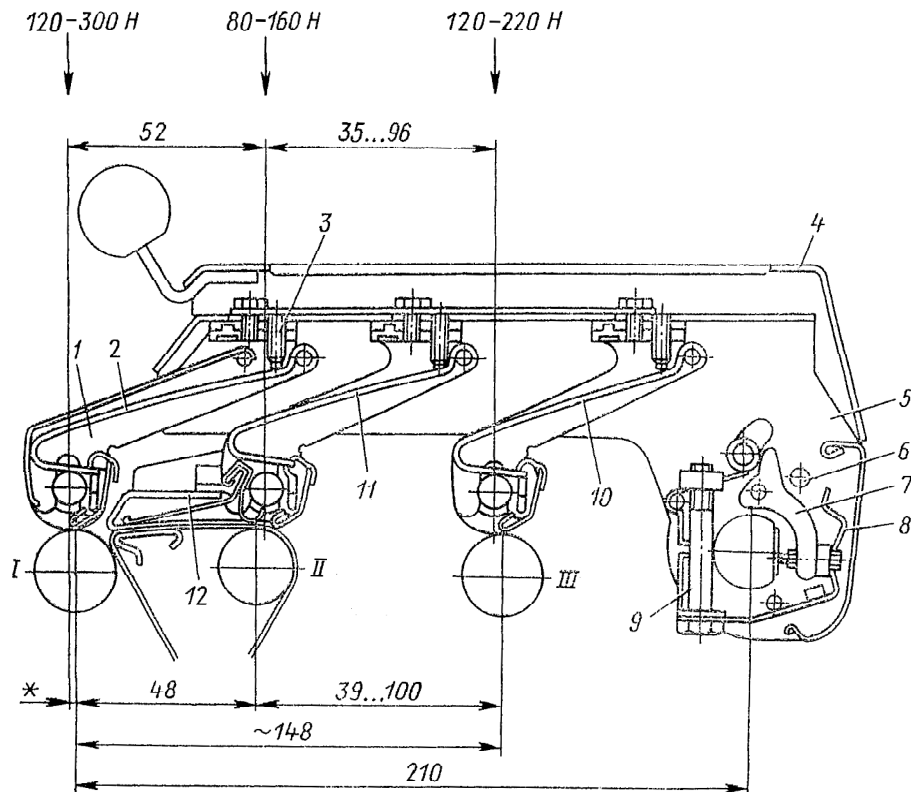
$$\frac{\lambda_{kr}}{H_0} = \varepsilon_1 \left[1 - \sqrt{1 - \eta \cdot \varepsilon_2 \left(\frac{D}{H_0} \right)^2} \right], \quad (12.13)$$

bu yerda $\varepsilon_1 = 0,813$;

$\eta = \pi$;

$\varepsilon_2 = 0,696$;

D - prujina o'ramining o'rtacha diametri.



12.14-rasm. Yuklamaning plastinkali prujinali osma tizimi:

I, II, III ñ taramli tsilindrlar; 1, 10, 11 ñ ezuvchi valikli kronshteynlar; 2 ñ plastinkali yuklash prujinalari; 3 ñ xususiy yuklama vinti; 4 ñ yuklama dastasi; 5 ñ yuklama richagi; 6 ñ yuklama dastasining o'qi; 7 ñ umuiy yuklamaning sozlash mexanizmining ilmogä; 8 ñ ko'tarilgan xolatdagi yuklama korpusini fiksatsiyalash uchun prujina; 9 ñ kronshteyn; 12 ñ katakcha.

$\frac{H_0}{D} = \sqrt{\eta \cdot \varepsilon_2}$ boʻlganda (12.13) formuladagi ildiz osti nolga teng boʻladi. Ushbu nisbat $(\frac{H_0}{D})_{\text{chet}}$ chetki boʻlib hisoblanadi. Agar $\frac{H_0}{D} > (\frac{H_0}{D})_{\text{chet}}$ boʻlsa, unda ildiz ostidagi ifoda musbat boʻladi va λ_{kr} oʻz oʻringa ega boʻlishi mumkin. Agar $\frac{H_0}{D} < (\frac{H_0}{D})_{\text{chet}}$ boʻlsa, ildiz ostidagi ifoda manfiy boʻladi va prujina turgʻunligini yoʻqotmaydi.

(12.13) formulaga ε_1 , ε_2 , η qiymatlarni qoʻyib quyidagini olamiz:

$$(\frac{H_0}{D})_{\text{chet}} = 2,62.$$

Bundan koʻrinib turibdiki, faqat deformatsiyalangan xolatda balandligi diametridan 2,62 marta ortiq boʻlgan prujinalar turgʻunligini yoʻqotishi mumkin. Agar $\frac{H_0}{D} > (\frac{H_0}{D})_{\text{chet}}$ boʻlsa, unda $\frac{H_0}{D}$ ning haqiqiy qiymatlarini (12.13) formulaga qoʻyib λ_{kr} ni aniqlaymiz. Siljish λ ning berilgan qiymatini ega boʻlib, prujina turgʻunligining zahirasi ni aniqlaymiz:

$$m = \frac{\lambda_{kr}}{\lambda}.$$

Poʻdat simlari prujinalar uchun $m = 1,5 \div 3$. λ_{kr} ni va prujinaning bikrligi k ni bilgan xolda prujinaga kritik yuklama $P_{kr} = k \cdot \lambda_{kr}$ ni aniqlash va uni ishchi (berilgan) yuklama bilan solishtirish mumkin:

$$m = \frac{P_{kr}}{P}.$$

Agar turgʻunlik zahirasi kichik boʻlsa, unda prujinaning parametrlarini oʻzgartirish yoki prujina oʻqining qiyshayishini oldini oluvchi (prujinani stakanga yoki yoʻnaltiruvchi sterjenga joylashtirish) qurilmaning konstruktsiyasini qoʻllash kerak boʻladi.

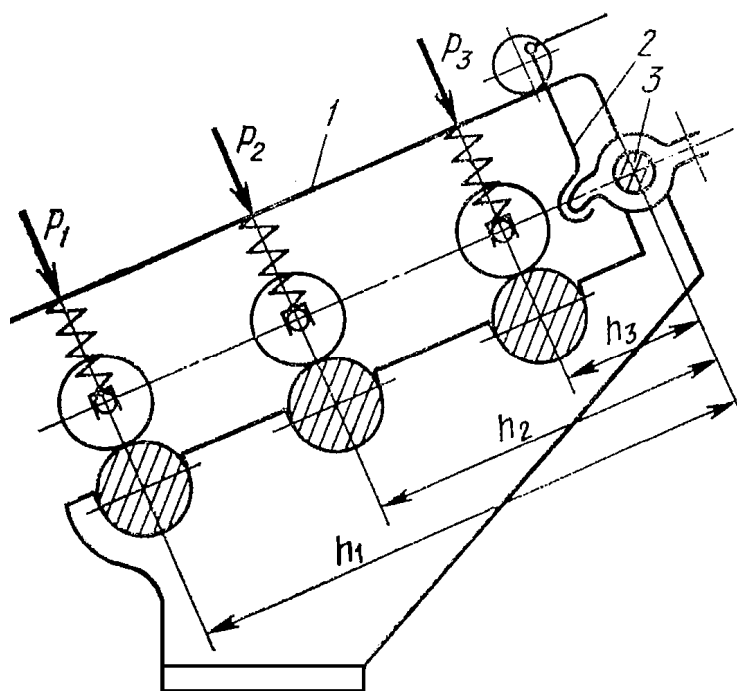
Cho'uvchi asbobning printsiyal sxemasini ko'rib chiqamiz (12.15-rasm). Bitta oraliq (zveno) chegarasida odatda bitta, ikkita, uchta va ayrim xollarda to'rtta yuklama richagi joylashadi. Har bir richag 1 prujinalar, ezuvchi valiklar va boshqa detallar bilan birgalikda berkitish moslamasi 2 yordamida chiviqli val 3 ga mahkamlangan. Berkitish moslamasi yordamida richag tushirilganda zarur bo'lgan texnologik yuklamani xosil qilgan xolda prujina qisiladi. Ushbu yuklama chiviqli valda burovchi momentni xosil qiladi va uni elastik tarzda buraydi. Valga mahkamlangan richag 1 ular bilan birga richag o'rnagan joydagi valning kesimining buralish burchagiga mos ravishda har bir burchakka buraladi. Richagning barcha nuqtalari valning o'qidagi markazga ega bo'lgan, shuningdek yuklovchi prujina bilan kontaktdagi nuqtalar ham yoyni chizadi. Prujinaning qisilishi kamaysa valik va tsilindrlar orasidagi yuklama ham kamayadi. Bundan tashqari texnologik yuklama ta'osirida, qo'shimcha ravishda cho'uvchi asbobdagi yuklamani kamaytirgan xolda, chiviqli val egiladi. Texnologik yuklama quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$P = \sum_{j=1}^n P_j,$$

bu yerda j - cho'uvchi asbob nomeri ($j=1, 2, \dots, n$);

P_j - j -liniyadagi belgilangan texnologik yuklama.

Shunday qilib, konstruktor oldida chiviqli valning elastik deformatsiyalanishidan kelib chiqadigan belgilangan yuklamasining yig'indisini maksimal kamaytirishni aniqlash kabi masala paydo bo'ladi. Konstruktor olingan natijalar bo'yicha chiviqli valning bikrligini aniqlaydi (belgilangan yuklamaning yo'qotilishi 3-5 % dan oshmasligi kerak) va zaruriyat bo'lgan chizmalarga tegishli o'zgartirishlar kiritadi.



12.15-rasm. Cho'uvchi asbobning printsipl sxemasi.

Masalani uchta xususiy masalaga bo'lib olish maqsadga muvofiq bo'ladi:

a) chiviqli valning elastik buralishini va unga bog'diq bo'lgan cho'uvchi asbobdagi yuklamaning yo'qolishini aniqlash;

b) chiviqli valning egilish deformatsiyasini va egilishdan yuklamaning yo'qolishini aniqlash;

v) chiviqli valning yuklamasining umumiy yo'qotilishini aniqlash va bikrligiga baho berish.

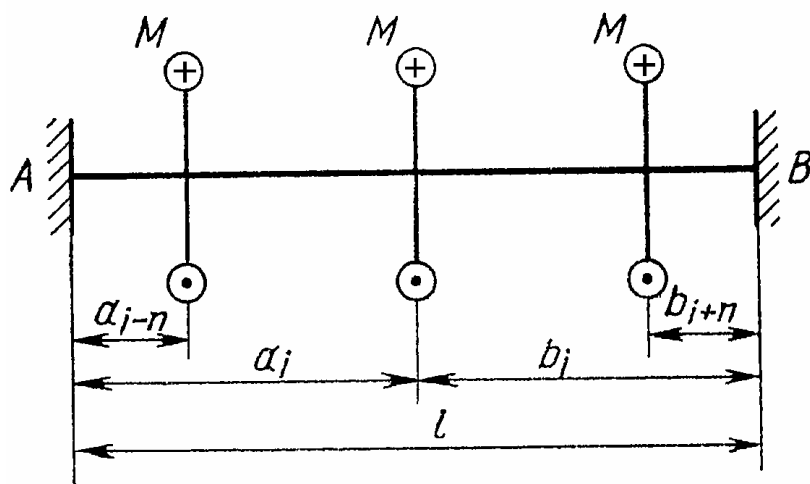
Chiviqli valning elastik deformatsiyalanishi va yuklamaning yo'qotilishini aniqlash.

P_j va h_j - tegishli ravishda har bir liniyaga belgilangan texnologik yuklama va ularning chiviqli valning o'qi orasidagi masofa bo'lsin (12.15-rasmga qarang). Chiviqli valga har bir yuklama richagi xosil qiladigan burovchi moment (belgilangan) ning yig'indisi quyidagiga teng:

$$M = \sum_1^n P_j h_j.$$

Ushbu moment cho'zuvchi asbobning barcha liniyasi bo'ylab doimiy bo'lishi kerak.

Chivqli val tsilindrik stoykalarga nisbatan burala olmaydigan tarzda ularga mahkamlanadi, shuning uchun val A va B tayanchlarga qisib qo'yilgan deb hisoblaymiz (12.16-rasm).



12.16-rasm. Chivqli valning buralish burchagini aniqlash uchun sxema.

M moment qo'yilgan joyning o'ng va chap tomonida buralish burchagi bir xil deb hisoblab, muvozanat tenglamasi va φ buralish burchagining tenglik shartidan tayanch momenlarini aniqlaymiz:

$$M = M_{A_i} + M_{B_i}; \quad G \cdot J_p \varphi_i = M_{A_i} a_i;$$

$$G \cdot J_p \varphi_i = M_{B_i} b_i; \quad i=1, 2, \dots, k, \quad (12.14)$$

bu yerda G - ikkinchi turdagi elastiklik moduli;

J_p - chivqli valning ko'ndalang kesimining qutbli inertsia momenti;

k - oraliqdagi richaglarning soni.

Bundan

$$M_{A_i} = \frac{b_i}{a_i} M_{B_i}; \quad M_{B_i} = \frac{a_i}{b_i} M_{A_i}.$$

M_{A_i} va M_{B_i} ifodalarni (12.14) muvozanat tenglamasiga qo'iyib, quyidagini olamiz:

$$M_{B_i} = \frac{a_i}{l} M; \quad M_{A_i} = \frac{b_i}{l} M.$$

Oraliqdagi boshqa richaglarni yuksizlantirgan xolda har bir richagda xususiy nominal yuklama qo'iyiladi deb shartlashib olamiz. Bunday xolda moment qo'iyilgan i -kesimda valning elastik buralishini hisobga olmasa bo'ldi, chunki u yuklamani o'rnatishda hisobga olinadi. Yuklamaning o'zgarishi richagni mahkamlash joyida (momentni qo'iyish) faqat qo'shni richaglar mahkamlangan joyiga qo'iyilgan M momentdan chiviqli valning elastik buralishi hisobiga ro'yi beradi.

i -kesimda qo'iyilgan M momentdan yuklama richaglarining mahkamlangan joylarida valning buralish burchagini aniqlaymiz:

kesimdan chap tomonda

$$G \cdot J_p \varphi_{i-m,i} = M_{A_i} a_{i-m}; \quad \varphi_{i-m,i} = \frac{M_{A_i} a_{i-m}}{G \cdot J_p} = \frac{M}{G \cdot J_p l} b_i a_{i-m}; \quad (12.15)$$

kesimdan o'ng tomonda

$$G \cdot J_p \varphi_{i+m,i} = M_{B_i} b_{i+m}; \quad \varphi_{i+m,i} = \frac{M_{B_i} b_{i+m}}{G \cdot J_p} = \frac{M}{G \cdot J_p l} a_i b_{i+m}; \quad (12.16)$$

bu yerda m - kesim i -dan o'ng (+) va chap (-) tomonlardan boshlab hisoblangandagi richagning tartib raqami;

a_{i-m} , b_{i+m} - chap va o'ng tsilindrlarning stoykasidan tegishli ravishdagi richaggacha bo'lgan masofa;

$i+m$ - chap tayanchdan hisoblangandagi oraliqdagi richagning tartib raqami ($i-m \geq 1$, $i+m \leq k$).

Masalan, oraliqda uchta yuklama richagi ($k=3$) o'rnatilgan bo'lsa, unda $i=1$ bo'lganda kesimdan o'ng tomonda quyidagiga ega bo'lamiz [formula (12.16)]:

$$m=1, \quad \varphi_{21} = Q \cdot a_1 b_2; \quad m=2, \quad \varphi_{31} = Q \cdot a_1 b_3;$$

$i=2$ bo'lganda kesimdan chap tomonda quyidagiga ega bo'lamiz [formula (12.15)]:

$$m=1, \quad \varphi_{12} = \varphi_{21};$$

$i=2$ bo'lganda kesimdan o'ng tomonda quyidagiga ega bo'lamiz

$$m=1, \quad \varphi_{23} = Q \cdot a_2 b_3,$$

bu yerda $Q = \frac{M}{G \cdot J_p l}$.

Taxlilni davom ettirish shart emas, chunki deformatsiyaning o'zaroqlik printsipidan quyidagini yozishimiz mumkin bo'ladi:

$$\varphi_{21} = \varphi_{12}; \quad \varphi_{31} = \varphi_{13}; \quad \varphi_{32} = \varphi_{23}.$$

Qo'shni richaglarning mahkamlangan joyiga qo'yilgan M momentdan i -richag mahkamlangan joyidagi buralish burchaklarining yig'indisi quyidagicha aniqlanadi:

$$\varphi_i = \sum_{m=1}^p \varphi_i, \quad i \pm m, \quad m=1, 2, \dots, p. \quad (12.17)$$

Ko'rib o'tilgan xolat uchun, masalan,

$$\varphi_1 = \varphi_{12} + \varphi_{13}; \quad \varphi_2 = \varphi_{21} + \varphi_{23}; \quad \varphi_3 = \varphi_{31} + \varphi_{32}.$$

Cho'zuvchi asbob har bir liniyasiga o'sha kesimlardagi (12.15-rasmga qaralsin) yuklamaning yo'qotilishi quyidagicha aniqlanadi:

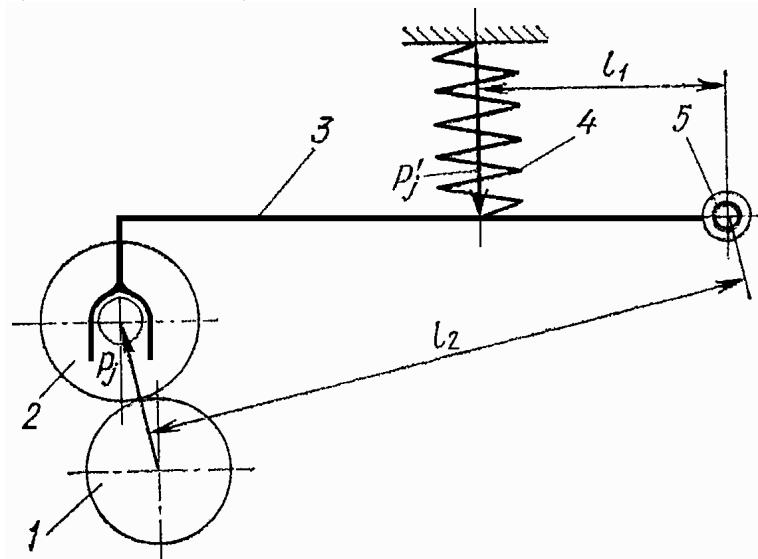
$$\Delta P_{i-j} = \varphi_i c_j h_j = c_j h_j \sum_{m=1}^p \varphi_i, \quad i+m, \quad (12.18)$$

bu yerda c_j - cho'zuvchi asbobning i -liniyasi prujinasi bikrligining ezuvchi valik o'qiga keltirilganligi.

Agar yuklama plunjerli bo'lsa, unda prujina bikrligining keltirilganligi c_j prujinaning o'zining bikrligi

c_j ga teng boʻladi, yaʼni $c_j = c_j^*$. Yuklamaning mayatnikli tizimida $c_j \neq c_j^*$. Shuni ham taʼkidlash kerakki, prujinalar nomenklaturasini qisqartirish uchun ularni choʻzuvchi asbobning barcha liniyalari uchun bir xilda tayyorlanadi, yaʼni $c_j^* = c^*$.

c_j ni aniqlash uchun osma richagli tizimni koʻrib chiqamiz (12.17-rasm).



12.17-rasm. Valikka yuklamani uzatish sxemasi:
1 ñ taramli tsilindr; 2 ñ ezuvchi valik; 3 ñ oʻrindiq; 4 ñ
yuklash prujinasi; 5 ñ oʻrindiqning oʻqi.

Belgilangan texnologik yuklama P_j boʻyicha prujinaga tushadigan yuklamani aniqlash mumkin boʻladi:

$$P_j^* = \eta_j P_j,$$

bu yerda $\eta_j = \frac{l_2}{l_1}$.

Agar prujaning umumiy choʻkishi λ_j^* boʻlsa, uning bikrlig quyidagicha boʻladi:

$$c_j^* = \frac{P_j^*}{\lambda_j^*} = \frac{\eta_j P_j}{\lambda_j^*}. \quad (12.19)$$

Tegishli ravishda ezuvchi valikning siljishi quyidagiga teng boʻladi:

$$\lambda_j = \eta_j \hat{\lambda}_j. \quad (12.20)$$

Unda ezuvchi valikning oʻqiga prujinaning keltirilgan bikrligi quyidagicha ifodalanadi:

$$c_j = \frac{P_j}{\lambda_j} = \frac{P_j}{\eta_j \hat{\lambda}_j}.$$

(12.19) formuladan $\hat{\lambda}_j$ ning oxirgi qiymatini qoʻyib, quyidagi tenglamani olamiz:

$$c_j = \frac{\hat{c}_j}{\eta_j^2}. \quad (12.21)$$

Plunjerli tizimda yuklama $l_1 = l_2$ va $\eta_j = 1$. Shunday qilib, yuklamaning yoʻqotilishi quyidagicha boʻladi [formula (5.18)]:

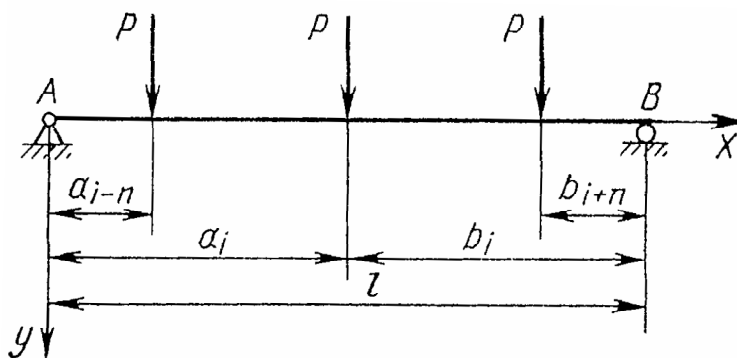
$$\Delta P_{i-j} = h_j \frac{\hat{c}_j}{\eta_j^2} \sum_{m=1}^p \varphi_i, \quad i \pm m \quad (m=1, 2, \dots, p; i-m \geq 1; i+m \leq k) \quad (12.22)$$

Masalani toʻliq yechish uchun texnologik yuklama P taʼsirida chiviqli valning egilish deformatsiyasini hisobga olish kerak (12.18-rasm):

$$P = \sum_1^n P_j, \quad j=1, 2, \dots, n.$$

Shuningdek, yuqoridagi kabi, richagning oʻzining texnologik yuklamasi taʼsiridan richagning mahkamlangan joyidagi egilishini hisobga olmaymiz. Oraliqning boshqa richaglarida yuklama P keltirib chiqargan deformatsiyalanishidan har bir richagning mahkamlangan joyidagi yuklamaning yoʻqotilishi roʻy beradi. i - kesimga qoʻyilgan yuklama taʼsirida richag joylashgan val kesimining egilishini elastik liniyaning universal tenglamasi asosida aniqlaymiz:

$$E \cdot J \cdot y_{i \pm m, i} = C_i + D_i x_{i \pm m} - \frac{1}{6} R_{A_i} x_{i \pm m}^3 + \frac{1}{6} P (x_{i+m} - a_i)^3. \quad (12.23)$$



12.18-rasm. Chiviqli valning egilish deformatsiyasini aniqlash uchun sxema.

Oxirgi qoʻshilmani faqat i kesimdan oʻngroq tomondagi egilishni aniqlashda hisobga olinadi. Integrallashning ixtiyoriy oʻzgarmaslarini tayanchlarning xolati boʻyicha aniqlanadi. $x=0$ (12.18-rasmdagi A tayanch) boʻlganda egilish $y=0$ boʻladi, unda (12.23) tenglamadan kelib chiqib, $C_i=0$ boʻladi. $x=l$ (12.18-rasmdagi B tayanch) boʻlganda (12.23) tenglama asosida quyidagini olamiz:

$$D_i = \frac{1}{6l} [P_A l^3 - P(l - a_i)^3]. \quad (12.23)$$

A tayanchdagi i kesimga qoʻyilgan P yuklama taʼsiridagi reaksiya R_A sxemadan (12.18-rasmga qarang) antqlash mumkin:

$$R_A = \frac{b_i P}{l}. \quad (12.24)$$

Ushbu ifodani elastik liniya (12.23) tenglamasiga qoʻyib, quyidagini olamiz:

$$E \cdot J \cdot y_{i \pm m, i} = \frac{P}{6l} [a_i b_i (l + b_i) x_{i \pm m} - b_i x_{i \pm m}^3 + l(x_{i+m} - a_i)^3]$$

Oʻz navbatida, i kesimga qoʻyilgan P yuklama taʼsiridagi yuklama richaglarining mahkamlangan joyidagi chiviqli valning egilishi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

i kesimdan chapdagilari

$$y_{i-m,i} = \frac{P}{6E \cdot J \cdot l} [a_i b_i (l + b_i) x_{i-m} - b_i x_{i-m}^3]; \quad (12.25)$$

i kesimdan o'ngdagilari

$$y_{i+m,i} = \frac{P}{6E \cdot J \cdot l} [a_i b_i (l + b_i) x_{i+m} - b_i x_{i+m}^3 + l(x_{i+m} - a_i)^2]. \quad (12.26)$$

Aniqlangan deformatsiya (siljish) lar chiviqli valning ushbu kesimida cho'zuvchi asbobning barcha liniyalari uchun bir xil yuqoradi. Qo'shni richaglariga qo'yilgan yuklamalar ta'sirida i -richagning mahkamlangan joyidagi yig'indi egilishi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\Delta y_i = \sum_{m=1}^p y_{i,i+m}.$$

Bundan valning egilishidan deformatsiyalanish ta'siridagi yuklamaning yo'qotilishi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\Delta P_i^* = c_j \Delta y_i.$$

Yuklamaning umumiy yo'qotilishi:

$$\Delta P_{ij}^0 = \Delta P_{ij} + \Delta P_{ij}^*.$$

Agar belgilangan yuklamaning maksimal yo'qotilishi 3-5% dan oshsa, unda chiviqli valning bikrligini oshirish kerak bo'ladi. Valni xaddan ziyod biki tayyorlash ham maqsadga muvofiq bo'lmaydi, chunki u konstruktsiyaning metal sarfini oshishiga olib keladi, bunda mahsulot sifatining oshishiga va ipning uzulishlar sonining kamayishiga deyarli ta'sir qilmaydi.

Nazorat savollari

1. Yigirish mashinalarida qanday cho`zuvchi asboblari qo`laniladi ?
2. Cho`zish asbobining quvvatini oshirishning qanday yo`llari mavjud ?
3. Ipning uzilishi nimaga bog`liq?
4. Taramli tsilindr liniyasini hisobiy sxemasini tuzing?
5. Uch momentli teoremani tushnitirib bering.
6. Tayanchlardagi reaksiya kuchlari qanday aniqlanadi?
7. Hisobiy momentni aniqlang.

XIII BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINALARINING ESHISH MEXANIZMI DETALLARINI LOYIHALASH

13.1. Urchuqlarning konstruksiyalari

Halqali yigirish mashinasining chiqaruvchi tsilindrlari juftligidan chiqayotgan michka eshishga yuboriladi. Michkani eshish uchun eshish mexanizmlari ñ urchuqlardan foydalaniladi.

Har qanday konstruksiyadagi urchuqlar uning aylanuvchi shpindeliga mahkamlangan detallar va tayanch boʻlib xizmat qiluvchi hamda uning barcha detallarini unga birlashtiruvchi va urchuqni mashinaga mahkamlovchi qoʻzgʻalmas detallardan tarkib topadi.

Urchuqlarning konstruksiyasi quyidagi talablarni bajarishi kerak:

- urchuqlar belgilangan tezlikda ravon, tinch, tebranmasdan aylanishi va yengil toʻxtashi kerak;

- urchuqlar yetarli darajada bikr boʻlishi va halqalarga nisbatan ularning markaziga oʻrnatilgan boʻlishi lozim;

- urchuqlarga xizmat koʻrsatish sodda va qulay hamda moylash oson boʻlishi, ular kam energiya isteʼmol qilishi kerak (ular mashinaga sarflanadigan jami energiyaning 60% ni isteʼmol qiladi);

- urchuqlar uzoqqa chidamli va detallari oʻzaroalmashinuvchan boʻlishi kerak.

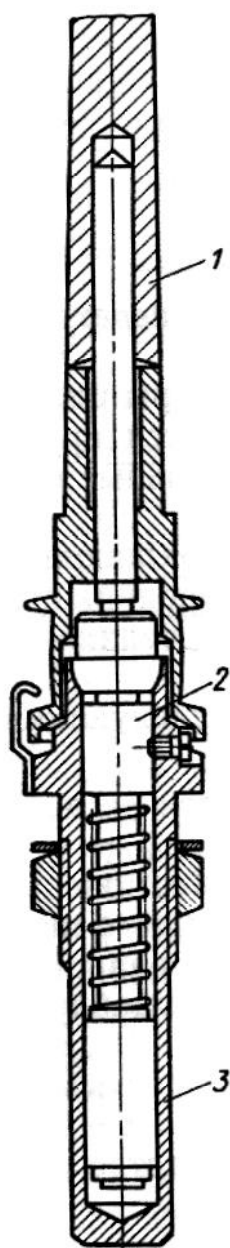
Halqali yigirish mashinalari urchuqlarining yigʻma birliklariga (13.1-rasm) quyidagilar kiradi: shpindel 1, vtulka 2 va uyacha 3. Kiydirmali urchuqning shpindeli bevosita shpindel 1 ning oʻzidan (13.2-rasm), unga presslab oʻrnatilgan blokcha 2 va fiksatorli 4 kiydirma 3 lardan tarkib topgan.

Shpindelning blokcha qo'ng'iroqidan quyida joylashgan qismi katta uchlangan konusli tsilindr, tovon oldi kichik konus (yoki tsilindr) va konussimon tovonidan tarkib topgan. Shpindel dumining katta konusining asosiy vazifasi $\tilde{n}$ urchuq ishlashi jarayonida yuqorigi rolikli podshipnikni moy bilan ta'minlash.

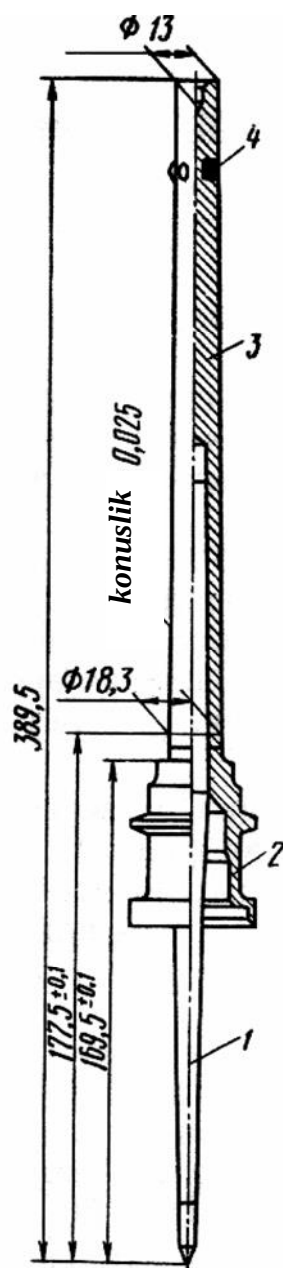
Ushbu qism konusining qiyaligi dumning uzunligi, diametri va urchuqning aylanish tezligiga, moylovchi materialning naviga bog'diq ravishda belgilanadi. Urchuq shpindelining konussimon tovonining burchagini odatda 60 va 90° da tayyorlanadi. Konussimon tovon uchining yeyilishini kamaytirish maqsadida uni dumaloqlanadi ($r = 0,6 \div 1,0$ mm), bunda vertikal yuklamani qabul qiladigan ma'dum bir miqdorda tayanch sirt ham xosil bo'ladi.

Urchuqlar yuqori tezliklarda (17000 ayl/min gacha) aylanadi, shuning uchun shpindelning materiali va uni tayyorlash aniqligiga yuqori darajadagi talablar qo'yiladi. Urchuqlarning shpindellari odatda SHX9 po'latdan tayyorlanadi va termik ishlov beriladi: tovon va tsilindrik qismi $\tilde{n}$ *HRC* 62, qolgan qismlari esa - *HRC* 52 qattqlikkacha.

Urchuqning vtulkasi shpindel tayanchlarining joylashishi uchun xizmat qiladi (yuqoridagisi $\tilde{n}$ radial podshipnikni, quyidagisi $\tilde{n}$ tovonni). Zamonaviy urchuqlarda yuqorigi radial tayanch sifatida rolikli podshipnik, quyi tayanch sifatida esa tovonosti $\tilde{n}$ sirpanish podshipnigi o'rnatiladi. Urchuqning vtulkasi uyada chayqalishi mumkin, bu shpindelning ishlash sharoitin yaxshilaydi va urchuqning uzoq ishlashini oshiradi. Bunday vtulkalarning ikki xil konstruksiyalari mavjud: tsilindrik va sferik.



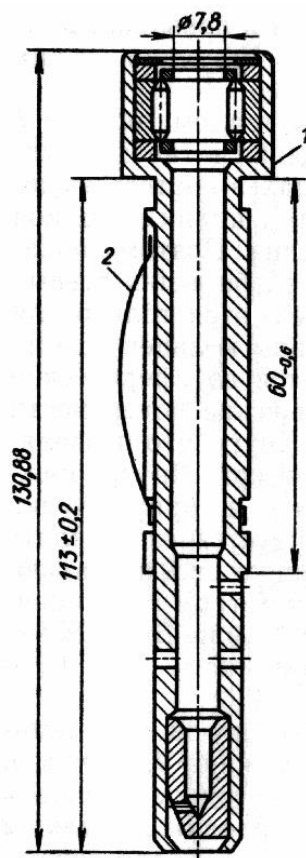
**13.1-rasm. Kiydirmali
urchuq:**
*1 - shpindel; 2 ñ vtulka; 3 ñ
uya.*



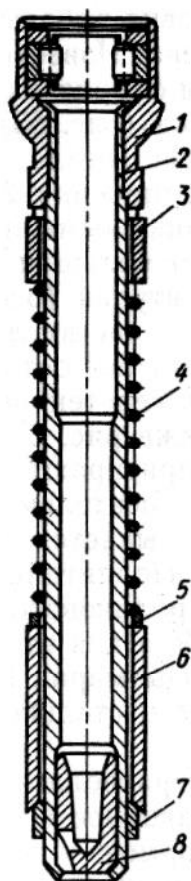
**13.2-rasm. Kiydirmali
urchuqning shpindelini
yigʻish:**
*1 ñ shpindel; 2 ñ blokcha; 3 ñ
kiydirma; 4 ñ fiksatorlar.*

Tsilindrik vtulka (13.3-rasm) kallak 1 ning quyi toretsi bilan uyaning yuqorigi toretsiga tayanadi. Vtulkaning uyada aylanib ketishidan uyaning tegishli ariqchasiga uchlari kirgizilgan yassi prujina 2 saqlaydi.

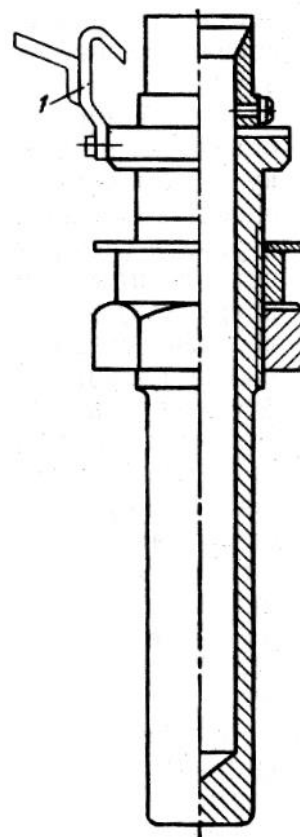
Halqali yigirish mashinalarining boshqa barcha turdagi urchuqlari sferik vtulkali qilib tayyorlanadi (13.4-rasm, shuningdek 13.1-rasmga qaralsin). Vtulka va uyaning sferik sirtlari bir-biriga yaxshi surkaladi, bu esa vtulkani sferaning markaziga nisbatan chayqalishiga imkon beradi.



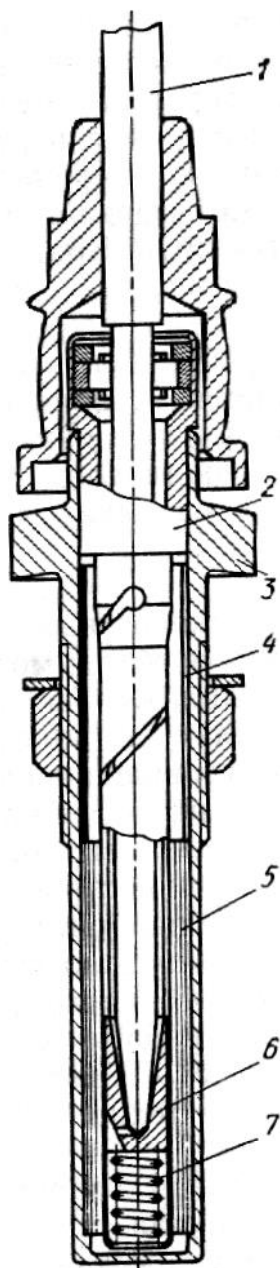
13.3-rasm.
Urchuqning osma
tsilindrik vtulkasi:
*1 ñ kallak; 2 ñ
prujina-fiksator.*



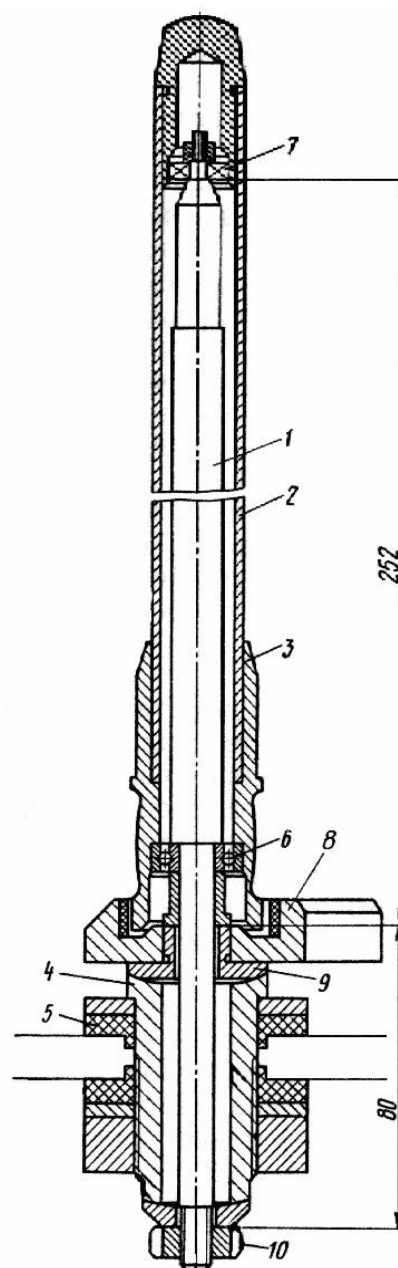
**13.4-rasm. Osma sferik
vtulka:**
*1 ñ sferik kallak; 2 ñ
vtulka korpusi; 3 ñ
yurgizuvchi halqa; 4 ñ
prujina; 5 ñ shayba; 6 ñ
tormoz trubkasi; 7 ñ
tormoz halqasi; 8 ñ
tovonosti.*



13.5-rasm.
Urchuqning
uyasi.



**13.6-rasm. Elastik vtulkali
yengil turdagi urchuq:**
1 ñ shpindel; 2 ñ qirqimli
elastik vtulka; 3 ñ uya; 4 ñ
tirgak truba; 5 ñ spiralsimon
prujinali dempfer; 6 ñ
tovonosti; 7 ñ saqlagich
prujina.



**13.7-rasm. Qoʻzgʻalmas
shpindelli urchuq:**
1 ñ shpindel; 2 ñ naychatutgich;
3 ñ blokcha; 4 ñ uya; 5 - rezinali
halqa; 6, 7 ñ podshipniklar; 8 ñ
qoʻl tormozi; 9 ñ vtulka; 10 ñ
gayka.

Urchuqning uyasi (13.5-rasm) moydon va urchuq vtulkasining tayanchi boʻlib xizmat qiladi. Uya yordamida urchuq mashinaning brusiga mahkamlanadi. Uyaning flanetsiga ilmoqli muvozanatlagich 1 mahkamlanadi, ilmoq ishlash jarayonida shpindelni uyadan tasodifan chiqib ketishidan saqlaydi. Uyacha mashinaga oʻrnatilgandan keyin unga moy quyiladi. Vtulka uyaga oʻrnatilgan xolatida moyning sathi uning yuqori qismidan 30 mm pastda boʻlishi kerak.

Keyingi yillarda alohida tayanchli umumiy vtulkasiz yigirish urchuqlarining bir qator konstruksiyalari paydo boʻldi.

Ushbu urchuqlarda zichligi yuqori boʻlgan qogʻozdan yuqori sifatli armaturalangan naychalar qoʻllanadi. Bir qator urchuqlarning konstruksiyalarida tayanchlari elastik asosga oʻrnatiladi, bundan maqsad ishlash jarayonida uning tayanchlaridagi dinamik kuchlarni kamaytirish va yetarli darajada muvozanatlashmagan kalavali urchuqning yanada osoyishta aylanishini taʼminlashdir. Urchuq shpindeli tayanchlarining elastikligiga elastik vtulka 2 (13.6-rasm) yordamida yoki podshipnikning tashqi halqasi va uyaning ichki sirti orasiga elastik element kiritish orqali erishiladi. Birinchi xolatda ikkala tayanch yarim bikr vtulkaga shunday oʻrnatiladiki, bunda tayanchlardan biri ikkinchisiga nisbatan siljishi mumkin boʻladi. Urchuqqa naycha kirgizilishida tovonostiga tushadigan yuklamani kamaytirish uchun tovonostiga prujina 6 oʻrnatiladi. Aksariyat xollarda uyaning quyi qismida vtulka bilan uya orasiga dempfer 5 oʻrnatiladi.

Toʻqimachilik sanoatida vtulkasiz urchuqlar ham ishlatiladi. Ushbu urchuqlarning podshipniklari (ikkalasi zoldirli) urchuqning uyasida joylashadi, uya ajraladigan va ajralmaydigan boʻlishi mumkin. Oxirgi yillarda shpindeli

qo'zg'almas bo'lgan, blokchali trubasimon naychatutgichi esa aylanadigan urchuq konstruksiyalari paydo bo'di (13.7-rasm).

Qo'zg'almas shpmndelli urchuqlar Sako-Louel firmasining (AQSH) yigirish mashinalarida qo'dlanadi. Ushbu urchuqning aylanmaydigan shpindeli 1 uya 4 da joylashgan bo'lib, u rezinali halqa 5 lar yordamida urchuq brusiga elastik mahkamlanadi. Shpindeliga pretsizion podshipnik 6 va 7 lar o'rnatiladi, ularning tashqi halqalariga blokchali 3 yaxshi muvozanatlangan kiydirmanaychatutgich joylashadi. Urchuqni mashinada markazlashtirish uchun uyaning yuqorigi qismi sferik sirtga ega, unga xuddi shunday shakldagi sferik vtulka 9 tayanadi. SHpindel uyaga gayka 10 yordamida mahkamlanadi. Qo'zg'almas shpindelli urchuqlar faqat katta kalavalar uchun qo'dlanadi (normal $\frac{d_{sh}}{D}$ nisbatni saqlash maqsadida).

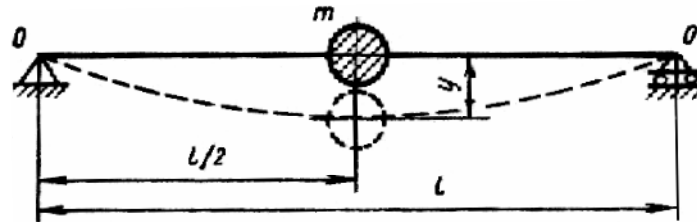
13.2. Urchuqlarning titrashi

To'qimachilik mashinalarining yuqori tezlikda ishlaydigan uzal va mexanizmlarini yaratish uchun ularda ro'y beradigan titrash xodisalarini ham hisobga olish zaruratini oshiradi. Ayniqsa, tebranishlarning haqiqiy amplitudalarini va yuklamani to'g'ri baholash katta ahamiyatga ega, chunki tez aylanuvchi detallarda titrash ro'y beradi.

Titrashni hisoblash aylanuvchi uzal tebranishlarining xususiy chastotasini aniqlash (kritik tezlikni) va uning ishchi tezligining rezonans sohasidan uzoq bo'lgan diapazonini tanlashdan iborat bo'ladi. Turli konstruksiyali yigirish urchuqlari birinchi va ikkinchi kritik tezliklar oralig'i intervalida ishlaydi, chunonchi ikkinchi kritik

tezlik, odatda, ishchi tezliklarning chegarasidan juda ham yiroqda boʻladi. Shuni hisobga olib, konstruktor birinchi ikkita kritik tezliklarni, aksariyat xollarda faqat birinchi kritik tezlikni bilishi kifoya qiladi.

Titrashni hisoblashning soddalashtirilgan usuli. Oʻrtasiga mujassamlashgan m massali muvozanatsiz bir xil bikrlikdagi valning oddiy tebranish xolatini koʻrib chiqamiz (13.8-rasm).



13.8-rasm. Mujassamlashgan massali muvozanatsiz val.

Agar valni muvozanat xolatidan chiqarilsa (mujassamlashgan massa joylashgan nuqtaga kuch qoʻyilgan) va keyin boshlangʻich tezliksiz kuchni olinsa, elastik kuch taʼsirida val tebrana boshlaydi. Tebranuvchi massaga inertsia kuchi va valning elastik kuchi taʼsir qiladi. Harakatdagi massa uchun muvozanat tenglamasi quyidagi koʻrinishda boʻladi:

$$P_{iner} + P_{elas} = 0, \quad (13.1)$$

bu yerda P_{iner} - harakatdagi massaning inertsia kuchi;

P_{elas} - valning elastik kuchi.

Inertsia va elastik kuchni aniqlash uchun tenglama quyidagi koʻrinishga ega boʻladi:

$$P_{iner} = -m \frac{d^2 \cdot y}{dt^2};$$

$$P_{elas} = -\frac{1}{a_{11}} y,$$

bu yerda y - y oʻqi boʻylab mujassamlashgan massaning xolatini belgilovchi koordinata;

a_{11} - birlik o'lchamsiz kuchning ma'lum bir nuqta 1 ga qo'yilishidan egilish koeffitsienti.

Ushbu ifodani (13.1) tenglamaga qo'yib, val bilan massaning harakat tenglamasini olamiz:

$$-m \frac{d^2 \cdot y}{dt^2} - \frac{1}{a_{11}} y = 0$$

yoki

$$\ddot{y} + p^2 \cdot y = 0, \quad (13.2)$$

bu yerda

$$p = \sqrt{\frac{1}{m \cdot a_{11}}}.$$

Ushbu tenglamaning yechimi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$y = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt, \quad (13.2a)$$

bu yerda C_1 va C_2 - boshlang'ich shartlardan aniqlanadigan integrarlashning doimiy erkin xodlari.

Boshlang'ich momentdan vaqtni hisoblab, ikkita shartga ega bo'lamiz: agar $t = 0$, unda $y = y_0$ va $\dot{y} = 0$.

Birinchi shart bo'yicha:

$$C_1 = y_0;$$

ikkinchi shart bo'yicha:

$$\dot{y}_2 = 0.$$

(13.2a) tenglamaga C_1 va C_2 qiymatlarini qo'yib, quyidagini olamiz:

$$y = y_0 \cos pt.$$

Ko'rinib turibdiki, bitta to'liq tebaranish $pT = 2\pi$ bo'lganda amalga oshadi, bu yerda T - bitta tebranish vaqti.

Bundan quyidagiga ega bo'lamiz:

$$T = \frac{2\pi}{p}.$$

Aylanishning kritik tezligi

$$\omega_{kr} = \frac{2\pi}{T} = p$$

yoki

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{1}{m \cdot a_{11}}} \quad (13.3)$$

boʻlganda roʻy beradi.

$p = \sqrt{\frac{1}{m \cdot a_{11}}}$ ning qiymatini *xususiy tebranishlarning doiraviy chastotasi* deb qabul qilingan.

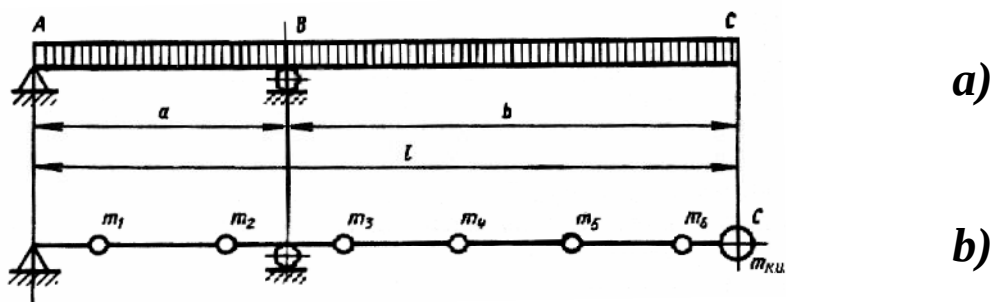
Shunday qilib, mujassamlashgan massaning maʼlum boʻlgan kattaligida kritik tezlikni aniqlash uchun birlik kuch taʼsirida egilgan joyining joylashishini bilish kifoya qiladi.

Bir necha mujassamlashgan massali muvozanatsiz valda masala murakkablashadi. Biroq, Dyunkerley taklif qilgan kritik tezlikni aniqlashning oddiy taqribiy usuli mavjud.

Ushbu usulning mohiyati shundan iboratki, tegishli ravishda alohida qoʻyilgan $m_1, m_2, \dots, m_n$ massali valga kritik tezliklar $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ ketma-ket aniqlanadi. Valning umumiy kritik tezligi ω_{um} barcha massa bir vaqtda qoʻlganda Dyunkerleyning tenglamasi yordamida aniqlanishi mumkin:

$$\frac{1}{\omega_{um}^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_i^2}. \quad (13.4)$$

Ushbu usul yoyilgan massali val xolatida ham masalani yechishga imkon beradi (13.9-rasm, a). Ushbu maqsadda valning butun uzunligini bir necha uchastkalarga boʻlinadi va har bir uchastkaning markazida uning massasi mujassamlashadi. Shu orqali bir necha mujassamlashgan m_i massali muvozanatsiz valga keltiriladi (13.9-rasm, b).



13.9-rasm. Massasi yoyilgan (a) va bir necha mujassamlangan m_i massali (b) val.

Bir necha mujassamlashgan massali muvozanatsiz valni bitta mujassamlashgan massali valga almashtirish, ya'ni avvaldan tanlangan keltirish nuqtasiga massani ko'chirish masalasini yechish aksariyat xollarda qulay bo'ladi, chunonchi keltirilgan umumiy massa $m_{kel.um}$ mujassamlashgan massalar oddiy yig'indisiga teng bo'lmaydi. Keltirish tartibi va tenglamasini Dyunkerley formulasi (13.4) dan olish mumkin. Qulay bo'lishi uchun keltirilgan nuqtani C harfi bilan belgilaymiz. (13.3) tenglama asosida quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\omega_{um}^2 = \frac{1}{m_{rtk.um} a_{cc}}; \quad \omega_i^2 = \frac{1}{m_i a_{ii}}.$$

Ushbu tenglamani (13.4) formulaga qo'yib, quyidagini olamiz:

$$m_{kel.um} = \sum_{i=1}^n \frac{a_{ii}}{a_{cc}} m_i. \quad (13.5)$$

(13.5) tenglamada m_i dan oldin uning massasining qanday ulushini keltirish nuqtasiga o'tkazilishi kerakligini ko'rsatuvchi o'dchamsiz ko'effitsient mavjud, ya'ni:

$$m_{kel.um} = \frac{a_{ii}}{a_{cc}} m_i, \quad (13.6)$$

unda

$$m_{kel.um} = \sum_{i=1}^n m_{kel,i}.$$

Ushbu tenglamadan ko'rinib turibdiki, umumiy keltirilgan massa xususiy keltirilgan massalarning arifmetik tsig'indisidan iborat ekan.

Shunday qilib, o'zgarmas ko'ndalang kesimga ega bo'lgan valning kritik tezligi quyidagi formula yordamida aniqlash mumkin:

$$\omega_{um} = \sqrt{\frac{1}{m_{kel.um} \cdot a_{cc}}}. \quad (13.7)$$

13.9-rasmda keltirilgan val uchun kritik tezlik quyidagi formula yordamida aniqlash mumkin:

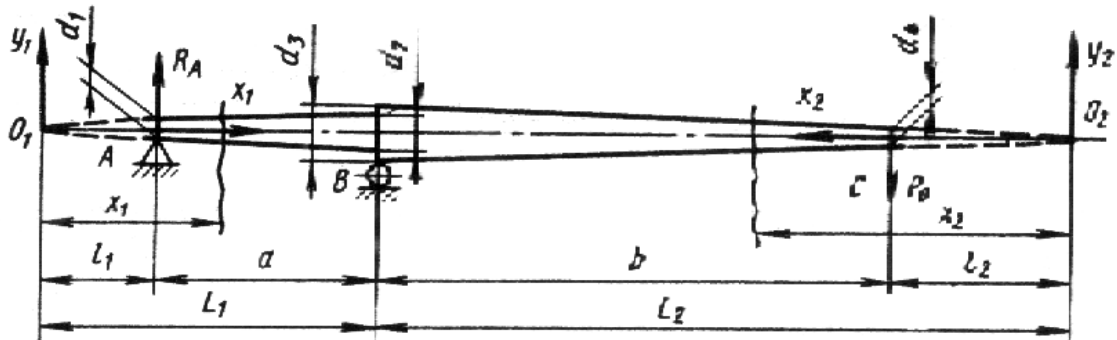
$$\omega_{um} = \sqrt{\frac{3E \cdot J}{m_{kel.um} \cdot l \cdot b^2}}. \quad (13.7a)$$

(13.7a) formuladan ko'rinib turibdiki, val (shpindel) ning umumiy uzunligini oshirish bilan uning kritik tezligi kamayadi. Kritik tezligiga eng katta miqdorda valning konsol qismi ta'osir qiladi, chunki u maxrajga kvadrat qiymati bilan kirgan. Valning tayanchlari orasidagi masofaning o'zgarishi kritik tezlikka nisbatan kichik miqdorda ta'osir qiladi. Biroq, uni juda ham kichik olish tavsiya qilinmaydi, chunki bunday xolda valning uchining tebranishlar amplitudasi oshib ketadi. SHuningdek, val (shpindel) ning diametrini kattalashtirilsa tezlik oshadi, diametri kichraytirilsa tezlik ham kamayadi.

13.3. Urchuqning kritik tezligini deformatsiya usuli yordamida aniqlash

Murakkab shakldagi shpindelning kritik tezligini deformatsiyani yuklama bilan bog'laydigan tenglama yordamida aniqlash mumkin. Buning uchun o'zgaruvchan kesimga ega bo'lgan shpindelga ta'osir qiluvchi koefitsientlarni bilishni talab qilinadi. Hisoblashlarni yengillashtirish uchun shpindelning haqiqiy shaklini

soddasiga almashtirish kerak. Urchuq shpindelini ko'rib chiqamiz. Ma'dum cheklanishlar bilan ikkita AB va BC konusli kesimlardan iborat bo'lgan, B tayanchda katta asosi bilan chiqib turgan shpindel sxemasini qabul qilamiz (13.10-rasm).



13.10.-rasm. Urchuq shpindelining soddalashtirilgan sxemasi.

Katta asoslarining diametrlarini haqiqiy shpindelning diametrlari o'lchamida qoldiramiz. AB va BC konusli kesimlarni to'ldiramiz. Konsol qismidagi C nuqtaga birlik kuch $p_0 = 1$ ni qo'yamiz va ushbu nuqtadagi shpindelning egilishini aniqlaymiz. Yechishni AB va BC uchastkalar bo'yicha amalga oshiramiz. Buning uchun A tayanchdagi reaksiyani aniqlaymiz. 13.10-rasmdan ko'rinib turibdiki, C nuqtaga qo'yilgan birlik kuchning reaksiyasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$R_A = -\frac{b}{a}.$$

Minus ishorasi R_A reaksiya pastga yo'nalgan bo'lishi kerakligini ko'rsatadi.

AB uchastka. Koordinata boshini to'liq konus O_1 ning cho'qqisiga joylashtiramiz. y_1 o'qni yuqoriga, x_1 o'qni esa o'nga yo'naltiramiz. Joriy kesimdagi eguvchi moment tenglamasi quyidagicha:

$$M_{x_1} = -R_A(x_1 - l_1),$$

bu yerda

$$l_1 = \frac{d_1}{k_1}, \quad k_1 = \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Elastik liniyaning tenglamasini yozamiz (deformatsiyani kichik deb hisoblaymiz):

$$\frac{d^2 y_1}{d \cdot x_1^2} = \frac{M_{x_1}}{E \cdot J_{x_1}} = -\frac{R_A(x_1 - l_1)}{E \cdot J_{x_1}},$$

bu yerda $J_{x_1} = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot k_1^4 \cdot x_1^4$.

Quyidagi qiymatga ega bo'lamiz:

$$\frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -\varepsilon_1 \left(\frac{x_1 - l_1}{x_1^4} \right),$$

bu yerda

$$\varepsilon_1 = \frac{R_A}{0,05 \cdot k_1^4 \cdot E}.$$

Ushbu tenglamani ikki marta integrallab, tegishli ravishda shpindelning joriy kesimining buralish burchagini va uning egilishini olamiz:

$$\frac{d \cdot y_1}{d \cdot x_1} = -\varepsilon_1 \left(\frac{l_1}{3x_1^3} - \frac{1}{2x_1^2} \right) + C_1; \quad (13.8)$$

$$y_1 = -\varepsilon_1 \left(\frac{1}{2x_1} - \frac{l_1}{6x_1^2} \right) + C_1 x_1 + D_1, \quad (13.9)$$

bu yerda C_1 va D_1 - tayanchlardagi quyidagi shartlar bo'yicha aniqlanadigan integrallashning doimiylari:

$$x_1 = l_1, \quad y_1 = 0;$$

$$x_1 = L_1, \quad y_1 = 0.$$

Birinchi shart bo'yicha (13.9) tenglamaga qiymatlarni qo'yib va oddiy almashtirishlarni amalga oshrib, quyidagini olamiz:

$$D_1 = \frac{\varepsilon_1}{3l_1} - C_1 l_1. \quad (13.10)$$

Ikkinchi shart bo'yicha ham o'sha tenglamaga qiymatlarni qo'yib, quyidagini olamiz:

$$-\varepsilon_1 \left(\frac{3L_1 - l_1}{6L^2} \right) + C_1 L_1 + D_1 = 0.$$

Unga (13.10) tenglamadagi D_1 ning qiymatlarini qo'iyib va uni C_1 ga nisbatan yechamiz:

$$C_1 = \frac{\varepsilon_1}{3a} \left(\frac{2L_1 + a}{6L^2} - \frac{1}{l_1} \right). \quad (13.11)$$

Olingan C_1 ning qiymatini (13.11) tenglamaga qo'iyamiz va B tayanchdagi shpindel kesimining burilish burchagi uchun tenglama tuzamiz:

$$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{\varepsilon_1}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2 a} - \frac{1}{al_1} \right). \quad (13.12)$$

BC uchastka. O_2 nuqtada koordinatalar boshini tanlaymiz. y_2 o'qni yuqoriga, x_2 o'qni esa chapga yo'naltiramiz. Konsol qismining joriy kesimidagi eguvchi moment tenglamasi quyidagicha:

$$M_{x_2} = -(x_2 - l_2).$$

Elastik liniyaning tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = \frac{M_{x_2}}{EJ_{x_2}}, \quad (13.13)$$

bu yerda $J_{x_2} = 0,05d_{x_2}^4 = 0,05k_2^4 x_2^4$.

(13.13) tenglamaga M_{x_2} va J_{x_2} larni qo'iyib quyidagini olamiz:

$$\frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -\varepsilon_2 \left(\frac{x_2 - l_2}{x_2^4} \right),$$

bu yerda $\varepsilon_2 = \frac{1}{0,05k_2^4 E}$.

Elastik liniyaning yechimi shpindel konsolli qismining joriy kesimidagi burilish burchagi va egilishining quyidagi ifodalarini beradi:

$$\frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -\varepsilon_2 \left(\frac{l_2}{3x_2^3} - \frac{1}{2x_2^2} \right) + C_2; \quad (13.14)$$

$$y_2 = -\varepsilon_2 \left(\frac{1}{2x_2} - \frac{l_2}{6x_2^2} \right) + C_2 x_2 + D_2. \quad (13.15)$$

C_2 va D_2 doimiy erkin hadlar B tayanchning sharoitidan kelib chiqib aniqlanadi. Bunda x o'qqining ijobiy (AB uchastka uchun o'nga, BC uchastka uchun chapga) yo'nalishining o'zgarishida B tayanchdagi shpindel kesimining burilish burchagi chap va o'ng uchastklar uchun har xil ishoraga ega bo'ladi. Unda $x_1 = L_1$ va $x_2 = L_2$ bo'lganda:

$$\frac{dy_2}{dx_2} = -\frac{dy_1}{dx_1}.$$

$\frac{dy_2}{dx_2}$ va $\frac{dy_1}{dx_1}$ larning o'ringa (13.12) va (13.14) tenglamalardagi birgalikda ularning qiymatlarini yuqoridagi tenglamaga qo'yib quyidagini olamiz:

$$-\varepsilon_2 \left(\frac{l_2}{3L_2^3} - \frac{1}{2L_2^2} \right) + C_2 = -\frac{\varepsilon_1}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2 a} - \frac{1}{al_1} \right).$$

Olingan ifodadan C_2 ni aniqlaymiz:

$$C_2 = \varepsilon_2 \left(\frac{2l_2 - 3L_2}{6L_2^3} \right) - \frac{\varepsilon_1}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2 a} - \frac{1}{al_1} \right).$$

B tayanchda ($x_2 = L_2$, $y_2 = 0$ bo'lganda) egilish yo'qligidan foydalanib (13.15) formuladan D_2 ni aniqlaymiz:

$$D_2 = \varepsilon_2 \left(\frac{1}{2L_2} - \frac{l_2}{6L_2^2} \right) - \varepsilon_2 L_2 \left(\frac{2l_2 - 3L_2}{6L_2^3} \right) + \frac{\varepsilon_1}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2 a} - \frac{1}{al_1} \right),$$

yoki

$$D_2 = \varepsilon_2 \left(\frac{2L_2 - l_2}{2L_2^2} \right) + \frac{\varepsilon_1 L_2}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2 a} - \frac{1}{al_1} \right).$$

Olingan C_2 va D_2 ning qiymatlarini (13.15) tenglamaga qo'yib va bir qator almashtirishlarni amalga oshirib, C nuqtaga qo'yilgan ($x_2 = l_2$ dagi) birlik kuchning ta'osirida ushbu nuqtadagi egilishni olamiz:

$$y_2 = -\frac{\varepsilon_2}{3} \left(\frac{l_2^2 + 3L_2b}{L_2^3} - \frac{1}{l_2} \right) + \frac{\varepsilon_1b}{3} \left(\frac{2a + L_1}{2L_1^3} + \frac{2L_1 + a}{2L_1^2a} - \frac{1}{al_1} \right). \quad (13.16)$$

Birlik kuch taʼsirida egilishning olingan qiymati y_2 moduli boʻyicha a_{cc} taʼsir koeffitsientiga teng boʻladi, yaʼni:

$$|y_2| = a_{cc}.$$

C nuqtada markazdan qochma kuch taʼsirida shpindelning deformatsiyalanishini aniqlash uchun formula tuzamiz:

$$y_c = a_{cc} m_{kel} \omega^2 y_c, \quad (13.16a)$$

bu yerda $m_{kel} \omega^2 y_c$ - shpindelga taʼsir qiluvchi markazdan qochma kuchning qiymati.

Ushbu formula yordamida urchuq shpindelining kritik tezligini aniqlash mumkin boʻladi. Buning uchun shpindelning massasini C nuqtaga keltirish kerak. Keltirilgan massaning qiymatini quyidagi nisbat boʻyicha aniqlashni tavsiya qilish mumkin:

$$m_{kel} = 0,313m_2,$$

bu yerda m_2 - blochkasiz shpindelning konsol qismining massasi.

(13.16a) tenglamadagi barcha aʼzolarini oʻng tomonga olib oʻtamiz:

$$y_c (1 - a_{cc} m_{kel} \omega^2) = 0.$$

Olingan tenglama ikkita yechimga ega:

- a) $y_c = 0$;
- b) $1 - a_{cc} m_{kel} \omega^2 = 0$.

Birinchi a) tenglamani yechishning amaliy jihatdan ahamiyati yoʻq, chunki egilishning nolga tengligi tebranishning yoʻqligidan dalolat beradi. Ikkinchi b) tenglamani yechib, naychasiz urchuq shpindelining kritik tezligini aniqlash uchun ifodani xosil qilamiz:

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{1}{m_{kel} \cdot a_{cc}}}. \quad (13.17)$$

Ko'rinib turibdiki, xosil qilingan tenglama (13.7) formulaga aynan o'xshashdir. Bayon qilib o'tilgan usulni masala orqali tushuntiramiz.

Masala. Urchuqning berilgan:

$$a = 126 \text{ mm}; \quad b = 180 \text{ mm}; \quad d_1 = 4,5 \text{ mm};$$

$$d_2 = 7,8 \text{ mm}; \quad d_3 = 8,65 \text{ mm}; \quad d_4 = 4,1 \text{ mm}; \quad \text{shpindel} \quad \text{konsol}$$

qismining massasi

$$m_2 = 47,65 \text{ g}; \quad E = 20600 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \text{ yoki } 206000 \text{ N/m}^2 \text{ (} 2,1 \cdot 10^6 \text{ kgk/sm}^2 \text{)} \text{ qiymatlarida kritik tezligi aniqlansin.}$$

Shpindelning keltirilgan massasini aniqlaymiz:

$$m_{kel} = 0,313m_2 = 14,98 \text{ g} = 1,498 \cdot 10^{-2} \text{ kg}.$$

Shpindelning konsol va dum qismining konusligini aniqlaymiz:

$$k_1 = \frac{7,8 - 4,5}{126} = 0,0262; \quad k_2 = \frac{8,65 - 4,1}{180} = 0,0252.$$

A tayanchdan va C nuqtadan to'diq konuslar cho'qqisigacha bo'lgan masofani aniqlaymiz:

$$l_1 = \frac{4,5}{0,0262} = 172; \quad l_2 = \frac{4,1}{0,0252} = 162 \text{ mm}.$$

To'diq konuslarning umumiy uzunligini aniqlaymiz:

$$L_1 = l_1 + a = 172 + 126 = 298 \text{ mm};$$

$$L_2 = l_2 + b = 162 + 180 = 342 \text{ mm}.$$

ε_1 va ε_2 ning qiymatlarini hisoblaymiz:

$$\varepsilon_1 = \frac{R_A}{0,05 \cdot k_1^4 \cdot E} = \frac{0,18}{0,05 \cdot 0,4712 \cdot 10^{-6} \cdot 20,6 \cdot 10^{10} \cdot 0,126} = 0,0002948;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{0,05 k_2^4 E} = \frac{1}{0,05 \cdot 0,4097 \cdot 10^{-6} \cdot 20,6 \cdot 10^{10}} = 0,000237.$$

(13.16) formula bo'yicha birlik kuch qo'yilgan joydagi shpindelning egilishini aniqlaymiz:

$$y_2 = -\frac{0,000237}{3} \left(\frac{0,162^2 + 3 \cdot 0,342 \cdot 0,18}{0,342^3} - \frac{1}{0,162} \right) +$$

$$+ \frac{0,0002948 \cdot 0,18}{3} \left(\frac{2 \cdot 0,126 + 0,298}{2 \cdot 0,298^3} + \frac{2 \cdot 0,298 + 0,126}{2 \cdot 0,298^2 \cdot 0,126} - \frac{1}{0,126 \cdot 0,172} \right) =$$

$$= -0,0711 \cdot 10^{-3} - 0,0617 \cdot 10^{-3} = -0,133 \cdot 10^{-3} \text{ m/N};$$

bu yerdan $a_{cc} = 0,133 \cdot 10^{-3} \text{ m/N}$.

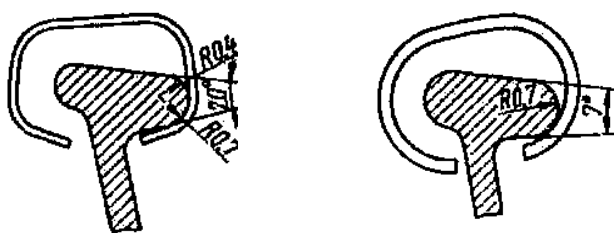
(13.17) formula bo'yicha

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{10^3 \cdot 10^2}{0,133 \cdot 1,498}} \text{ } \approx 708 \text{ 1/s.}$$

Ushbu urchuqlarda o'tkazilgan tajribalar shuni ko'rsatadiki, naychasiz urchuqning kritik tezligi 706 1/s ni tashkil etadi. Ko'rinib turibdiki, hisoblash xatoligi katta emas.

13.4. Halqa va yugurdak

Halqa va yugurdak halqali yigirish mashinalarining asosiy detallari bo'lib hisoblanadi (13.11-rasm), texnologik jarayonning bir maromda borishi va mashinaning unumdorligi ularning konstruksiyalariga bog'liq.



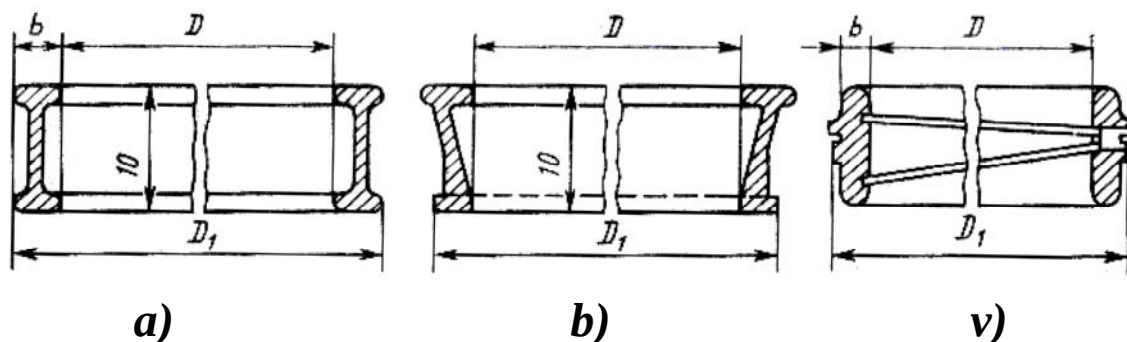
13.11-rasm. Halqa va yugurdak juftligi.

Mashina ishlashi jarayonida halqaga ta'osir qiluvchi kuchlar o'zgaruvchan bo'ladi va ularning kattalikasi asosan markazdan qochma kuchga bog'liq, ushbu kuchlar halqaning og'irlik kuchidan 1500-3000 marta katta

boʻladi. Bu yugurdak va halqaning ishchi qismlarining tez yeyilishini keltirib chiqaradi va mashinada ipning uzilishlar miqdorining oshishiga olib keladi. Halqali mashinalarning tezligini oshirishni asosan, halqa va yugurdak juftligi cheklab qoʻyadi. Zamonaviy halqali yigirish mashinalarida yugurdakning doiraviy tezligi 34-36 m/s dan oshmaydi. Halqa va yugurdakning zamonaviy konstruktsiyalari boʻyicha halqaning tezligini 34-36 m/s dan oshirish yugurdakning halqadan chiqib ketishini va ipning keskin ravishda uzilishini keltirib chiqaradi.

Yigirish mashinalarida qoʻllaniladigan zamonaviy halqa va yugurdaklarning konstruktsiyalarini koʻrib chiqamiz.

Halqaning ichki ishchi sirti boʻyicha diametri D uning asosiy oʻlchami boʻlib hisoblanadi (13.12-rasm). Ushbu diametr standartlashtirilgan, masalan, gorizontall devorli halqalar uchun u 29 mm dan 105 mm gacha, konussimon halaqalar va vertikal devorli halqalar uchun 32 mm dan 166 mm gacha oraliqlarda boʻladi. Halqaning ishchi oʻlchamlari yuqori aniqlikda boʻlishi kerak. Diametr D ning chekli ogʻishlari quyidagi kattaliklardan oshib ketmasligi kerak: $D \hat{O} 48 \text{ mm} \pm 0,15 \text{ mm}$; $D \tilde{O} 52 \text{ mm} \pm 0,2 \text{ mm}$.



13.12-rasm. Yigirish mashinasining halqalari:
a - gorizontall devorli; b ñ konussimon; v- vertikal devorli.

Diametr D bo'yicha ovalsimonlik $D \hat{O} 48$ mm li halqalarda 0,1 mm dan va $D \hat{O} 52$ mm li halqalarda 0,2 mm dan katta bo'ldirilishi kerak. Halqalarning gorizontal devori b (3,2 va 4 mm) $\pm 0,1-0,12$ mm aniqlikda tayyorlanadi. Ishchi sirtning g'adir-budirligi yuqori sinf darajasida bo'lishi kerak.

Paxta va junni quruq yigirish uchun qo'llaniladigan halqalar 40 va 45 markali po'latlardan tayyorlanadi. Halqaning turiga qarab 0,3-0,6 mm chuqurlikda uning sirti uglerod va azotga (nitrotsementlash) to'yintiriladi. Halqalarning qattiqligi kimyoviy-termik ishlov berilgandan keyin *HRC* 60-63 bo'lishi kerak.

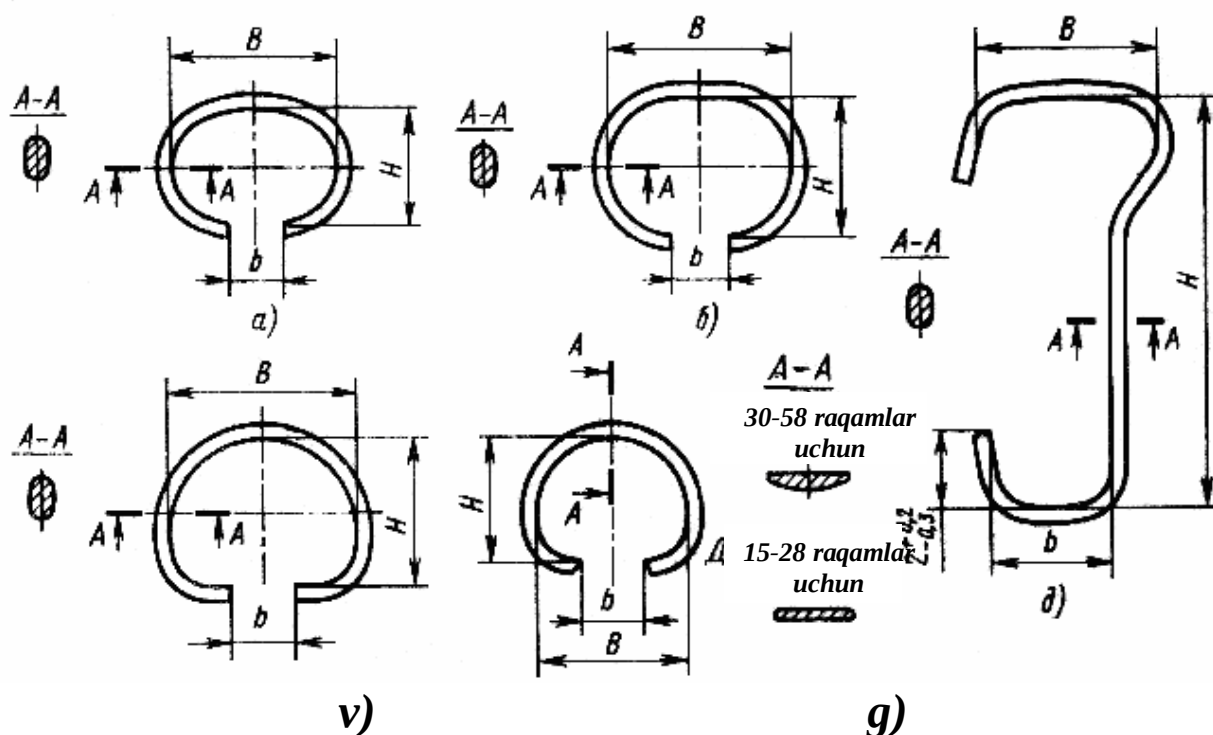
Junni apparatli yigirish uchun temir kukuni asosida qizdirib biriktirilgan materiallardan tayyorlangan o'zini moylovchi halqalar qo'llanadi. Ular quyi ishqalanish ko'effitsientiga ega bo'lgan po'lat, latun va poliamidli yugurdaklar bilan birgalikda ishlashi mumkin.

Qizdirib biriktirilgan materiallardan barcha turdagi halqalar 60-100 mm diametrlarda tayyorlanadi. Ularning ishchi sirtlari uglerod va azotga to'yintiriladi va 0,25 mm va undan katta o'lchamdagi bo'shliq va g'övaklar xosil bo'lishiga yo'l qo'yilmaydi. Qizdirib biriktirilgan materiallardan tayyorlangan halqalarni qo'llash bo'yicha o'tkazilgan tadqiqotlar ipning uzlishini 20-25 % ga kamaytirishga, halqalarning turg'unligi 10-15 marta oshishiga, xizmat muddati 2-3 marta uzayishiga va kalavani moy bilan ifloslanishini bartaraf qilishga erishilganligini ko'rsatgan. Bundan tashqari ularni tayyorlash uchun metal sarfi kamaygan.

Yugurdak yigirish mashinasining kichkinagina detali bo'lib, uning massasini milligramlarda o'lchanadi, biroq u yigirish jarayonida xal qiluvchi ahamiyatga ega bo'ladi. Yugurdakning asosiy parametri bo'lib uning shakli,

oʻlchami va massasi hisoblanadi. Yugurdakning massasi keng oraliqlarda boʻlib, u ishlab chiqariladigan ipning chiziqli zichligi va yugurdakning aylanishlar chastotasiga bogʻliq ravishda qabul qilinadi. Masalan, gorizontali devorli halqalar uchun yugurdakning massasi 7,1-2615 mg ni tashkil qiladi. Yugurdaklar massasi boʻyicha raqamlanadi. Mingta yugurdakning grammlardagi massasi yugurdakning raqami boʻlib hisoblanadi. Yugurdaklar quyidagi turlar boʻyicha tayyorlanadi (13.13-rasm):

- 1- gorizontali devorli halqalar uchun;
- 2- vertikal devorli halqalar uchun;
- 3- konussimon halqalar uchun;
- 4- giperbologik halqalar uchun.



13.13-rasm. Yigirish mashinalarining gorizontali (a, b, v, g) va vertikal devorli halqalari uchun yugurduklar:
a ñ ellipssimon; *b* - toʻgʻri belli ellipssimon; *v* - C-shaklli;
g ñ qayrilgan oyoqli C-shakldagi; *d* ñ beli bukilgan.

1-son turdagi yugurdaklar quyidagi shakllarga ega boʻladi: ellipssimon (13.13-rasm, a); toʻgʻori belli ellipssimon (13.13-rasm, b); C-shaklli (13.13-rasm, v); qayrilgan oyoqli C-shakldagi (13.13-rasm, g).

2-son turdagi yugurdaklar (13.13-rasm, d) beli toʻgʻori va bukilgan dumaloq (8 mm balandlikdagi halqalar uchun) va yassi (balandligi 8 mm katta boʻlgan halqalar uchun) kesimli tayyorlanadi.

Yugurdakning asosiy oʻlchamlari (B , b , va H) halqaning ishchi profilining oʻlchamlariga mos kelishi kerak. Yugurdakning asosiy oʻlchamlarining chetga chiqishi B va H uchun $\pm 0,2$ mm, b uchun $+0,3$ mm dan oshmasligi kerak. Yugurdak halqadan chiqib ketishini oldini olish uchun yugurdakning b oʻlchami halqa devorining kengligidan kam boʻlishi kerak. Poʻlat yugurdaklar ignali simlardan yoki sovuqlayin joʻvalangan asbobsozlik va prujina poʻlatidan tayyorlanadi.

1-son turdagi 7,1 dan 80 gacha raqamli yugurdaklarning elastikligi qoldiq deformatsiyalari bilan tavsiflanadi, ular yugurdakning raqamiga bogʻliq ravishda 8-12 % chegarasida boʻlishi kerak. Poʻlat yugurdaklarning mustahkamligi ularni sinashda singan yugurdaklarning soni bilan tavsiflanadi, ular oyoqlarini maʼlum bir kattalikda kerilgan xolatda (1-tur va 8-80 raqamlilar uchun 3,5-5 mm) 8 % dan oshmasligi kerak.

Yugurdak massalarining chetga chiqishlari minimal boʻlishi kerak. Masalan, 1-son turdagi yugurdaklarning birinchi va ikkinchi ijrolari massalarining farqlari $\pm 2,5$ % dan katta boʻlmasligi kerak. Yugurdak ishlashi jarayonida halqa boʻyicha katta tezlikda harakatlanadi va juda ham uzoq yoʻlni bosib oʻtadi. Ishlab chiqarishda oʻtkazilgan tajribalar boʻyicha yugurdakning 26,2 m/s tezligida, 44,5 mm diametrli halqada paxtali ipni ishlab chiqarishda

yugurdakning 117 soat uzluksiz ishlashida uning oʻrtacha yoʻli 11000 km ni tashkil qilgan. Jun, zigʻor va ipak yigirish mashinalarida anʻanaviy halqalarda yugurdaklarning ishlash muddati juda ham oz boʻladi. Paxta yigirish mashinalarida yugurdakning doiraviy tezligiga bogʻliq ravishda halqalarning ishlash muddati ikki yildan besh yilgacha oʻzgaradi. Jun va ipak yigirish mashinalarida poʻlat halqalarning ishlash muddati juda ham oz boʻladi.

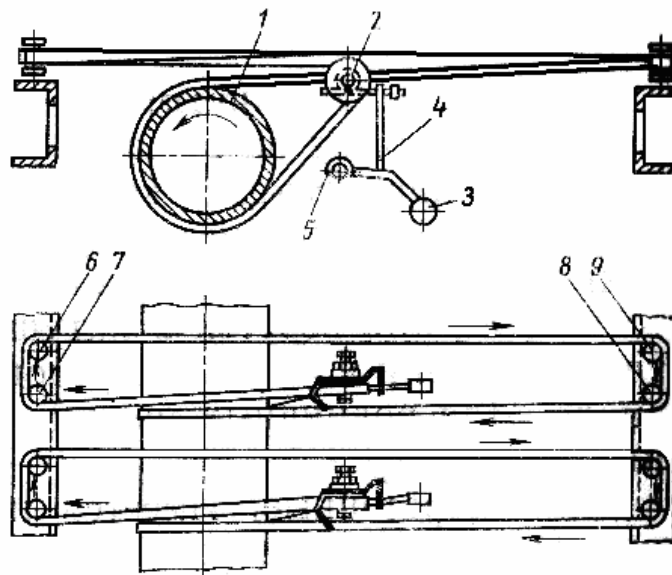
Keyingi paytlarda jundan va kimyoviy tolalardan ip ishlab chiqarishda plastmassali (poliamidli) yugurdaklar keng koʻlamda qoʻllanilmoqda. Ularni shisha toʻldirilgan poliamiddan tayyorlanadi va urchuq aylanishining 7500 min^{-1} gacha boʻlgan ishchi chastotalarida foydalaniladi. Ularni gorizontal (190-200 raqamli yugurdaklar) va vertikal (30-820 raqamli yugurdaklar) devorli halqalar uchun tayyorlanadi. Poliamidli yugurdaklarni qoʻllash yugurdak va halqalarning xizmat muddatini oshiradi va mashinada ipning uzilishini kamaytiradi.

13.5. Urchuqlarning yuritmasi

Yigirish mashinalarida urchuqlarga aylanma harakatni uzatish uchun odatda moslanuvchan bogʻlanish π tesmadan foydalaniladi. Bunday uzatmani loyihalashda urchuning bir tekis aylanishini va tesmaning kichik miqdorda urchuqlarda sirpanishini, uzatmada kam energiya sarflanishini, moslanuvchan bogʻlanishning ishonchliligini va uzilganda uni almashtirish qulay boʻlishini taʼminlash kerak. Yigirish mashinalarida urchuqlarga tesmali uzatmani odatda toʻrtta urchuqni harakatlantiradigan qilib bajariladi. Urchuqlar aylanma harakatni mashinaning bosh validan oladi. Tesmali

uzatmada taranglash qurilmasi urchuqlarning bir tekis aylanishini taʼminlaydi.

Halqali mashinalarning urchuqlariga aylanma harakatni uzatish uchun qoʻllaniladigan tesmali uzatmani koʻrib chiqamiz (13.14-rasm). Valga alyuminiyli qotishmadan tayyorlangan yengil shkivlar qirqimga ega boʻlgan vtulka yordamida mahkamlangan, shkivlarning tashqi diametri 200 mm dan iborat boʻladi. Tesma shkiv 1 dan taranglovchi rolik 2 tomonga yoʻnaladi, uni egadi va avval mashinaning bir tomonida joylashgan ikkita urchuqlar 6 va 7 larning blogiga boradi, keyin mashinaning ikkinchi tomonida joylashgan ikkita urchuqlar 8 va 9 larning blogiga boradi va shkivga qaytib keladi. Taranglovchi rolik 2 ning oʻqi richag 4 ga mahkamlangan, u yuk 3 taʼsirida qoʻzgʻalmas oʻq 5 atrofida burilishi mumkin.



13.14-rasm. Urchuqlarning tesmali uzatmasi.

Uzatma bir maromda ishlashi uchun tesma shkivda urchuq oʻqiga nisbatan perpindikulyar xolatda joylashishi kerak. Urchuq blogining ishchi sirtini unda tesma toʻgʻri joylashishi uchun qavariq shaklda tayyorlanadi. Qavariqlik strelasi qancha kichik boʻlsa oʻqlar orasidagi

masofa shuncha kichik, yuklama va tezlik katta boʻladi hamda urchuq blogi ishchi qismining kengligi kichik boʻladi. Blokning kengligi tesma kengligidan katta boʻlishi kerak. Tesma bir maromda ishlashida blokning yon devoriga tegmasligi kerak. Chunki tesma ishlash vaqtida tortiladi va taranglovchi rolik 2 yuk 3 taʼsirida richag oʻqi 5 atrofida yoy boʻyicha siljiydi, birinchi urchuqning blogiga urchuqning oʻqiga nisbatan perpendikulyar xolatda kelmaydi. Tajribalar shundan dalolat beradiki, mashinada urchuqlar turli tezliklarda aylanadi.

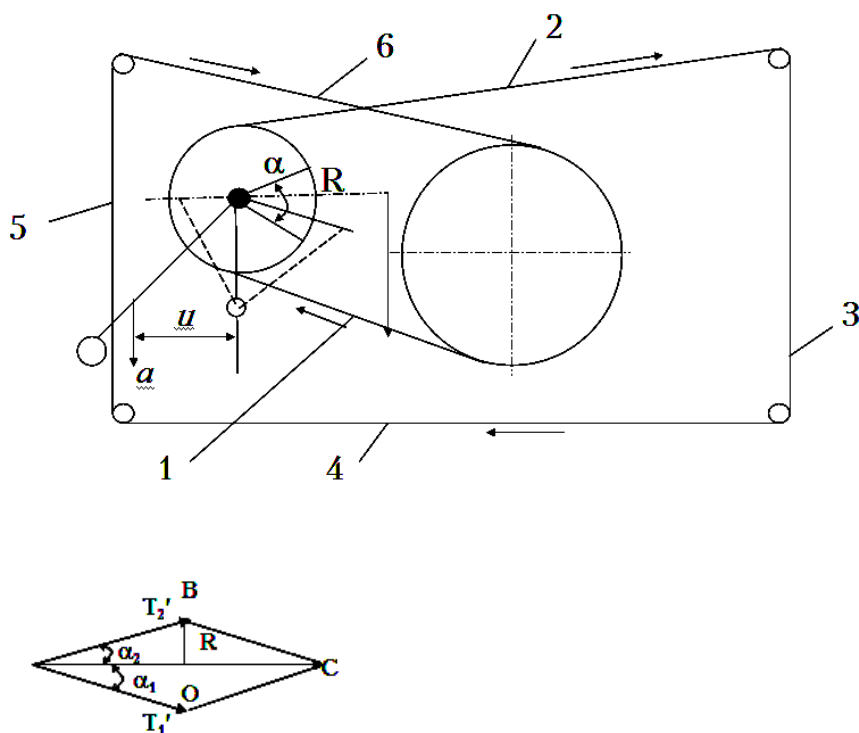
N.A. Georgievskiyning tadqiqotlari boʻyicha bitta mashina doirasida urchuqning burchak tezligining umumiy yoyilishi 1,-3 % ni tashkil qiladi, chunonchi shkiyda elastik sirpanish natijasida $\approx 0,1-0,5$ %, blok diametrining va shkiyning nominal oʻlchamlaridan chetga chiqishi natijasida esa -1,2-2,5 %. Odatda taranglovchi roliklarning diametri 70-80 mm atrofida boʻladi. Taranglovchi roliklar tesmali uzatmaning yetaklanuvchi tarmogʻiga oʻrnatiladi. Tajriba maʼlumotlari boʻyicha taranglash roligi oʻqida bosim urchuqning $n = 942 \text{ s}^{-1}$ aylanishlar chastotasida 6,27 N ni tashkil qiladi.

Tesmali uzatmani koʻrib chiqamiz (13.15-rasm). Tesmaning minimal tarangligi tarmoq 1 da, maksimal taranglik esa tarmoq 6 da boʻladi. Uzatmada taranglovchi moslamaning taʼsirida hamda urchuq va taranglovchi rolik aylanishida xosil boʻladigan qarshilik kuchining taʼsirida tesma taranglashadi. Urchuqning aylanishidagi qarshilikni shartli ravishda doiraviy bosim (N) orqali ifodalash mumkin:

$$P_{urchuq} = \frac{N_{urchuq}}{v}, \quad (13.18)$$

bu yerda N_{urchuq} - urchuqni aylantirish uchun sarflanadigan quvvat, Vt;

v - tesmaning doiraviy tezligi, m/s.



**13.15-rasm. Tesmali uzatmaning hisoblash sxemasi:
1-6 ñ uzatmaning tarmoqlari.**

Urchuqlar sarflaydigan quvvat kalavaga oʻraladigan ipning uzunligi, ip ishlab chiqiladigan tolaning turi, urchuqning konstruksiyasi va uning aylanishlar chastotasiga bogʻliq. Masalan, V-28-2 turidagi urchuq kalava bilan birgalikda 12000 min^{-1} aylanishlar chastotasida $13,4 V_t$, VNT-32-4 turidagi urchuq oʻsha aylanishlar chastotasida $45,6 V_t$ sarflaydi. Tesmaning 13-15 m/s tezligida rolik $N_r=4-5 V_t$ quvvat sarflaydi. N_r ni, rolikning tashqi diametrini va uning doiraviy tezligini bilgan xolda taranglovchi rolikdagi doiraviy bosim P_r ni

aniqlash mumkin. Tesma 6 tarmog'ining tarangligi quyidagicha aniqlanadi:

$$T_6 = T_1 + 4P_{urchuq} + P_r, \quad (13.19)$$

bu yerda T_1 - tarmoq 1 ning tarangligi.

T_1 ni aniqlash uchun S.O. Dobrogurskiyning usulidan foydalanamiz. Taranglash blogi o'qiga tesma quyidagi kuch bilan bosadi:

$$R = \frac{Q \cdot b}{a}, \quad (13.20)$$

bu yerda Q - yuk, richag va blkning o'zining og'irlik kuchi;

a va b - tegishli ravishda R va Q kuchlarning yelkalari.

Agar 1 va 2 tarmoqlarning R kuchining yo'nalishiga nisbatan bir xil burchak $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}$ ostida tesma joylashgan deb hisoblasak, unda kuch to'rtburchagi $ABCD$ romb shaklida bo'ladi. Ularning diagonalini o'zaro perpendikulyar, shuning uchun:

$$T_1' = T_2' = \frac{R}{\left| 2 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right|}, \quad (13.21)$$

bu yerda T_1' va T_2' - taranglash moslamasidan tesmaning 1 va 2 tarmoqlarining taranglashishi.

(13.21) formulaga R ning qiymatini qo'yib, quyidagini olamiz:

$$T_1' = T_2' = \frac{Q \cdot b}{\left| 2 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right|}.$$

Tesmaning taranglash valigini qamrab olish burchagi $\beta = 180^\circ - \alpha$. Natijada (12.21) tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$T_1' = T_2' = \frac{Q \cdot b}{\left| 2a \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \right|}. \quad (13.22)$$

Tesmaning 1 va 2 tarmoqlari tarangligining farqi:

$$T_2 - T_1 = P_r. \quad (13.23)$$

Agar

$$T_2 = T_2' + \frac{P_r}{2}; \quad T_1 = T_1' - \frac{P_r}{2}$$

deb olsak, unda (13.23) shart bajariladi.

(13.19) tenglamaga qiymatlarning kattaliklarini qoʻyib, tesmadagi ishchi kuchlanishlarni aniqlash mumkin boʻlgan kuch T_6 ni aniqlaymiz:

$$\sigma_{his} = \frac{T_6}{F}, \quad (13.24)$$

bu yerda F - tesmaning koʻndalang kesim maydoni.

SKF firmasi (GFR) toʻrt urchuqli yuritma uchun tesmaning quyidagi taranglashishini tavsiya qiladi: tesmaning $b=12$ mm li kengligida $\approx 7-10$ N, $b=16$ mm li kengligida $\approx 10-18$ N, $b=20$ mm li kengligida $\approx 13-18$ N.

Halqali yigirish mashinalarining yurgizish quvvatini kamaytirish uchun shkiylari kichik massaga va aylanish oʻqiga nisbatan massaning inertsia momenti kichik boʻlishiga erishish kerak. Shuning uchun shkiylar alyuminiy qotishmalaridan tayyorlanadi. Toʻrtta urchuqning (mashinaning har bir tomonida ikkitadan) yuritmasi uchun bitta shkiy oʻrnatiladi.

NAZORAT SAVOLLARI

1. Eshish mexanizmining vazifasi nimalardan iborat boʻladi?
2. Halqali mashinalarning tezligini oshirishni asosan qanday juftlik cheklab qoʻyadi?
3. Halqali yigirish mashinalari urchuqlarining yigʻma birliklariga nimalar kiradi?
4. Urchuq shpindelining konussimon tovonining burchagini odatda qanday burchakda tayyorlanadi?
5. Urchuqlarning qanday konstruktsiyalarini bilasiz?
6. $p = \sqrt{\frac{1}{m \cdot a_{11}}}$ ning qiymatini nima deb qabul qilingan?
7. Urchuqning kritik tezligini deformatsiya usuli yordamida aniqlashni tushunib bering.
8. Urchuqlarning shpindellari odatda qanday materialdan tayyorlanadi va qanday ishlov beriladi?
9. Zamonaviy halqali yigirish mashinalarida yugurdakning doiraviy tezligi nechadadan oshmaydi?
10. Halqaning qaysi parametri asosiy oʻlchami boʻlib hisoblanadi?
11. Halqalarning qattiqligini qanday usulda *HRC* 60-63 ga yetkiziladi?
12. Yugurdaklar qanday materiallardan tayyorlanadi?
13. Yugurdakning asosiy parametrlariga nimalar kiradi?
14. Yugurdakning asosiy oʻlchamlarining chetga chiqishi necha mm dan oshmasligi kerak?
15. Yugurdaklar qanday turlar boʻyicha tayyorlanadi?

16. Ishlab chiqarishda o'lkazilgan tajribalar bo'yicha yugurdakning o'rtacha yo'li qancha masofani tashkil qilgan?

17. Urchuqlarga harakatni uzatish uchun qanday yuritma qo'llanadi?

18. $P_{urchuq} = \frac{N_{urchuq}}{v}$ formulani tushuntirib bering.

19. Tesmali uzatmaning hisoblash sxemasini tushuntrib bering.

20. SKF firmasi (GFR) to'rt urchuqli yuritma uchun tesmaning qanday taranglashishini tavsiya qiladi?

XIV BOB. HALQALI YIGIRISH MASHINALARINING OʻRASH MEXANIZMINI LOYIHALASH

14.1. Oʻram strukturasi va shakli

Halqali yigirish mashinalarida ipni oʻrash texnologik jarayonning muhim elementi boʻlib hisoblanadi. Oʻrashning asosiy vazifasi uzluksiz uzun mahsulotni (pilta, pilik, ip) navbatdagi ishlov berish, qayta ishlash, tashish va saqlash uchun belgilangan tartibda va hajmda taxlashdan iborat. Ip oson chuvalishi va oʻralashib ketmasligi uchun uni ishlab chiqarish jarayonida kalava tanasiga har xil yoʻnalishdagi spiral boʻyicha bir-birini ustiga taxlab oʻraladi. Oʻrash jarayonining sifati oʻram strukturasi va shakliga bogʻliq. Ipni naychaga oʻraladi.

Oʻrashning strukturasi, ham kalavaning balandligi boʻyicha, ham oʻram qatlami qalinligi boʻyicha aralash oʻramlar joylashishining parametrlari: oʻramlarning koʻtarilish va tushish burchagi, oʻramlar qadami, qatlam va oraliq qatlamlar qalinligi, qatlamlardagi oʻramlarning zichligi va oʻramning balandligi boʻyicha tavsiflanadi.

Oʻramlarning koʻtarilish burchagi β deb oʻram tanasi oʻqiga perpendikulyar tekislik va joriy nuqtadagi oʻramga urinma orasidagi burchakka aytiladi.

Oʻrash qatlami deb oʻrash mexanizmining bitta tsiklida oʻram tanasida oʻraladigan ipning egallagan hajmi, *oraliq qatlam* deb esa ip yetaklagichning bitta yoʻnalishidagi siljish vaqtida oʻramning tanasiga oʻraladigan ipning hajmiga aytiladi.

Qatlam yoki *oraliq qatlam qalinligi* deganda qatlamlar va oraliq qatlamlar orasida oʻram tanasi sirtiga normal boʻyicha masofa tushuniladi.

O'ramning zichligi deb o'ram tanasining birlik hajmida joylashgan ipning massasiga, *o'ramning o'rtacha zichligi* deb esa kalavadagi ipning massasini kalavada ip egallagan hajmga nisbatiga aytiladi. Tayyor kalavaning mustahkamligi, o'ralgan ipning massasi va uzunligi, o'ramning muvozanati, navbatdagi ishlov berishda nuqsonga chiqib ketadigan iplarning miqdori o'ramning strukturasi va shakliga bog'diq bo'ladi. Shuning uchun o'ramning strukturasi va shakliga yuqori darajadagi talablar qo'yiladi:

- aralash qatlamlarning o'ramlari bir-biri bilan yaxshi bog'dangan bo'lishi va quruq hamda xo'l xolatlarida ham sochilib ketmasligi, ya'ni o'ram muvozanatda bo'lishi kerak;

- o'ramning strukturasi va shakli chuvatishtning belgilangan tezligida ipning o'ramdan sochilib ketmasdan kalavadan yengil va erkin chuvalishiga imkon tug'dirishi kerak;

- o'ramning strukturasi ruxsat etilgan maksimal zichlikni xosil qilishga imkon yaratishi kerak;

- o'ramning shakli tashish va taxlash uchun qulay bo'lishi kerak;

- agar kalava suyuqlik bilan ishlov beriladigan bo'lsa, o'ram strukturasi uning balandligi bo'yicha pardoqlash eritmalarining erkin va bir tekis kirib borishini ta'minlashi kerak.

O'ram strukturasi va shakliga ta'osir qiladigan ko'plab omillardan eng ahamiyatlisi o'ralayotgan ipning qo'shilish spirali va tarangligining tavsifdir, shuning uchun o'ramning shakli va strukturasi tanlashda ipning fizik-mexanik xossalari, keyingi ishlov berish texnologiyasini hisobga olish hamda belgilangan shakl va struktura xosil

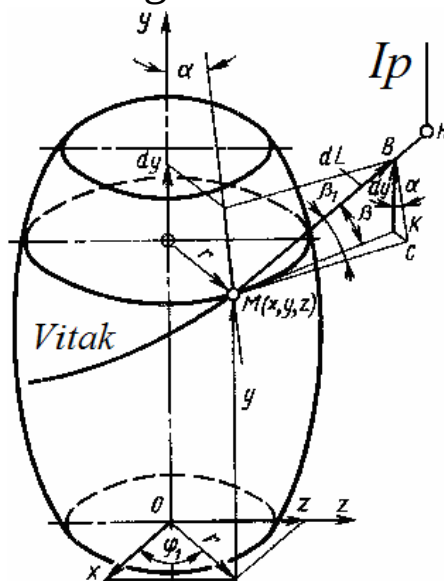
qilish usullarini, ularning o'ram zichligi va bir tekis o'ralishiga ta'osir qilishini bilish kerak.

14.2. Oddiy shaklga ega bo'lgan kalavani shakllantirishdagi o'rash tenglamasi

Belgilangan shaklda xosil qilinadigan kalava ip yetaklagichning ma'dum qonuniyati bo'yicha o'raladi. Ixtiyoriy shakldagi aylanma tanaga ip o'rashning umumiy xolatini ko'rib chiqamiz va olingan bog'diqliklarni ayrim xususiy xolatlarda foydalanamiz. Ip yetaklagich H ning ko'zidan yo'nalishni olgan ip ustiga o'rash M nuqtasiga kalavaning ustiga o'ralsin (14.1-rasm). Koordinatalarning o'qlarini rasmda ko'rsatilganidek joylashtiramiz. dt vaqt ichida kalavaga quyidag uzunlikda ip o'raladi:

$$dL = v_1 dt, \quad (14.1)$$

bu yerda v_1 - o'rash tezligi.



14.1-rasm. O'rashning umumiy sxemasi.

α - aylanish o'qi va ustiga o'rash M nuqtada o'ram tanasini xosil qiluvchiga urinmalar o'rtasidagi burchak;
 β_1 - o'ramga urinma va M nuqtada transversal konturga urinma orasidagi burchak.

Ushbu vaqt mobaynida ustiga o'rash M nuqtasi ustiga o'raladigan tananing o'qi bo'ylab quyidagi kattalikda suriladi:

$$dy = d \cdot L \cdot \sin \beta = v_1 \cdot \sin \beta \cdot dt, \quad (14.2)$$

bu yerda β - ustiga o'rash M nuqtasida ustiga o'raladigan urinma va kalava tanasining aylanish o'qiga perpendikulyar tekislik orasidagi burchak.

Geometriyadan quyidagi ma'dum:

$$\sin \beta = \frac{y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2}},$$

bu yerda x, y, z - ustiga o'ralash M nuqtasining koordinatalari;

x', y', z' - burchak φ_1 bo'yicha x, y, z koordinatalarning xosilalari.

(14.2) tenglamaga $\sin \beta$ ning qiymatini qo'iyib o'rashning umumiy tenglamasining differentsial shaklini olamiz:

$$dy = \frac{v_1 \cdot y' dt}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2}}. \quad (14.3)$$

Ustiga o'rash M nuqtasining kalava tanasining aylanish o'qiga bo'ylab siljish tezligi quyidagicha aniqlanadi:

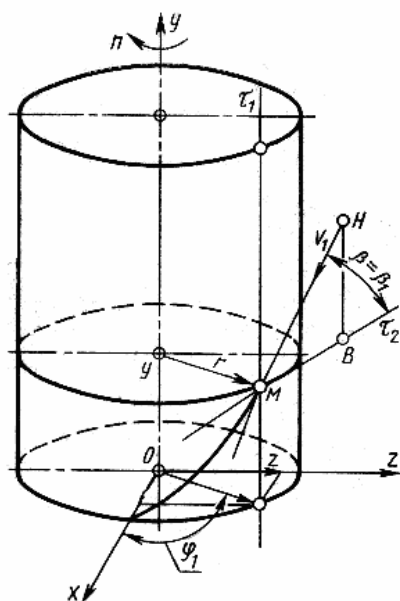
$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{v_1 \cdot y'}{\sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2}} = v_1 \cdot \sin \beta. \quad (14.4)$$

(14.3) va (14.4) tenglamalardan kelib chiqib, har qanday shakldagi o'ram tanasining aylanish o'qi bo'ylab ustiga o'rash M nuqtasining siljish qonuniyati va tezligini aniqlash uchun umumlashgan koordinatalar φ_1 yoki t dan harakatlanuvchi ustiga o'rash M nuqta koordinatalari x, y, z ning bog'liqliklarini aniqlash hamda umumlashgan koordinatalar bo'yicha x, y, z ning xosilasini hisoblash kerak.

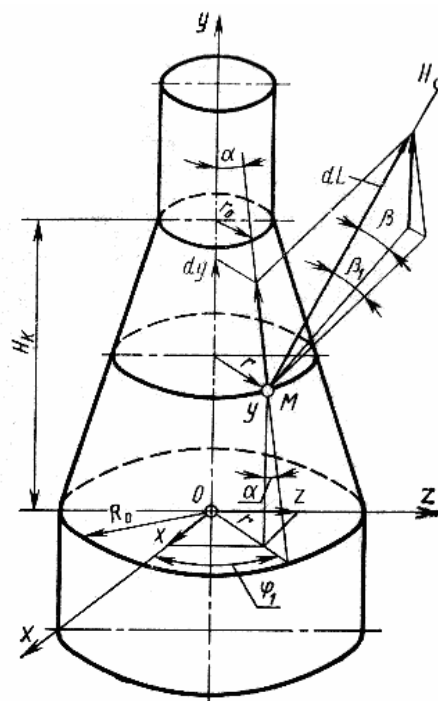
Tsilindrik kalavani ko'rib chiqamiz. U har bir oraliq qatlam dumaloq to'g'ri tsilindr yoki dumaloq to'g'ri konusga o'ramning o'qiga nisbatan juda ham kichik (1^0 dan kichik) qiyalik bo'yicha o'ralishi bilan tavsiflanadi (o'ramlar qadami h bitta oraliq qatlamda $\tilde{n}$ o'zgarmas kattalik). Har qanday oraliq qatlamni o'rashda parametrik shakldagi o'ram tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi (14.2-rasm):

$$\begin{aligned} x &= r \cdot \cos \varphi_1; & y &= \frac{h \cdot \varphi_1}{2\pi}; & z &= r \cdot \sin \varphi_1; \\ x' &= -r \cdot \sin \varphi_1; & y' &= \frac{h}{2\pi}; & z' &= r \cdot \cos \varphi_1; \end{aligned} \quad (14.5)$$

$$h = \text{const}; \quad r = \text{const}; \quad v_1 = \text{const}; \quad \beta = \text{const}.$$



14.2-rasm. Tsilindrik o'ramga o'rash sxemasi.



14.3-rasm. Konussimon o'ramga o'rash sxemasi.

(14.3) va (14.4) o'rashning umumiy tenglamalariga (14.5) sistemadan ifodalarni qo'yib, har qanday oraliq

qatlam uchun quyidagi xususiy o'rash tenglamasini olamiz:

$$y = \frac{v_1 \cdot h \cdot t}{\sqrt{4\pi^2 r^2 + h^2}} = v_1 \cdot t \cdot \sin \beta ;$$

$$v = \frac{v_1 \cdot h}{\sqrt{4\pi^2 r^2 + h^2}} = v_1 \cdot \sin \beta = \text{const.} \quad (14.6)$$

Shunday qilib, tsilindrik o'rashda ustiga o'ralasi M nuqtasi o'zgaras tezlikda bir tekis kalavaning aylanish o'qi bo'ylab siljishi kerak. Oraliq qatlamdan keyingi oraliq qatlamga o'tishda kalava tanasining radiusi sakrashsimon o'zgaradi, shuning uchun o'ramning o'zgaras qadamida ustiga o'raladigan M nuqtaning tezligi ham sakrashsimon o'zgarishi kerak. Aksariyat mashinalarda kalava to'dish jarayonida ip yetaklagichning tezligi o'zgarasligicha qoladi. Bunday xollarda oraliq qatlamdan keyingi oraliq qatlamga o'tishda o'ram qadami sakrashsimon o'zgaradi, kalavaning diametridan o'ram qadamining to'g'oridan-to'g'ori umumiy bog'diqligiga rioya qilinadi:

$$h = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{\pi \cdot v \cdot D}{\sqrt{v_1^2 - v^2}}, \quad (14.7)$$

bu yerda D - o'ramning diametri.

Har bir oraliq qatlamiga R_0, r_0, H_k (14.3-rasm) doimiy o'lchamli, oraliq qatlam shakllanishida o'ram radiusi r esa R_0 dan r_0 gacha yoki aksincha o'zgaradigan konussimon tanaga o'raladigan konussimon o'ramni ko'rib chiqamiz. Konusning shakli o'zgarasligi uchun oraliq qatlamda o'ramlarning doimiy qadami h ga ega bo'dishi kerak. O'z navbatida konussimon o'rashda quyidagicha bo'dishi kerak:

$$r = R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha ; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{R_0 - r_0}{H_k} = \text{const} ;$$

$$v_1 = \text{const} ; \quad h = \text{const.}$$

Ustiga o'rash nuqtasi M ning koordinatalari quyidagi bog'diqliklar orqali ifodalanadi:

$$x = r \cdot \cos \varphi_1 = (R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cos \varphi_1;$$

$$y = \frac{h \cdot \varphi_1}{2\pi};$$

$$z = r \cdot \sin \varphi_1 = (R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha) \sin \varphi_1.$$

x , y , z xosilalarini aniqlab va ularni (14.3) va (14.4) formulalarga qo'iyib, almashtirishlardan keyin differentsial shaklda o'rash tenglamasini xosil qilamiz:

$$\sqrt{4\pi^2 \cos^2 \alpha (R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 + h^2} dy = v_1 h \cdot \cos \alpha dt. \quad (14.8)$$

Kalava tanasi aylanish o'qi bo'ylab ustiga o'rash nuqtasi M ning harakatlanish tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{v_1 h \cdot \cos \alpha}{\sqrt{4\pi^2 \cos^2 \alpha (R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2 + h^2}}. \quad (14.9)$$

Konussimon o'rashda o'ramlar qadami h ildiz ostidagi minimal qiymatga nisbatan juda ham kikchik bo'ladi, shuning uchun amaliy hisoblashlarda h^2 qiymatni hisobga olmasa mumkin bo'ladi. Bunday xollarda kalava tanasi aylanish o'qi bo'ylab ustiga o'rash nuqtasi M ning siljishini quyidagi tenglama yordamida ifodalanadi:

$$y = \frac{R_0}{\operatorname{tg} \alpha} - \sqrt{\frac{R_0^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{v_1 h \cdot t}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (14.10)$$

tezlik va tezlanishi esa quyidagicha:

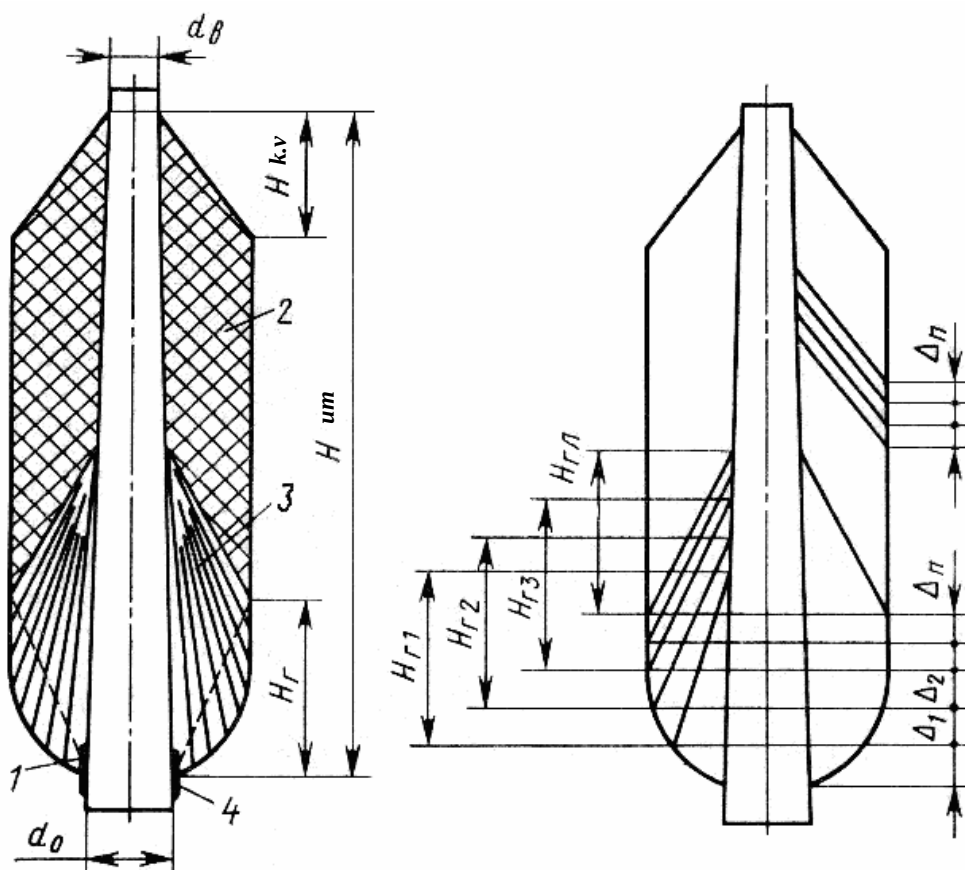
$$v = \frac{v_1 h}{\sqrt{2\pi(R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha)}} = \frac{v_1 h}{2\pi \sqrt{\frac{R_0^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{v_1 h \cdot t}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} \operatorname{tg} \alpha}}; \quad (14.11)$$

$$a = \frac{v_1^2 h^2 \operatorname{tg} \alpha}{4\pi^2 (R_0 - y \cdot \operatorname{tg} \alpha)^3}.$$

14.3. Halqali yigirish mashinalarida konussimon va tsilindrik o'rash

Konussimon o'rashda kalavaning turli uchastkalarida ip etaklagichning harakatlanish qonuni bir xilda bo'lmaydi

va navbatdagi ishlov berish tavsifiga asosan belgilanadigan uning strukturasi bogʻliq boʻladi. Agar kalavadan ip chelnokli avtomat toʻquv dastgohlarida ishlov beriladigan boʻlsa, unda kalava toʻrtta qismdan iborat boʻladi: rezerv 1, uya 3, tana 2 va oʻram osti 4 (14.4-rasm).



14.4-rasm. Kalava strukturasi sxemasi.

Rezerv ip 10-15 mm uzunlikda naychani quyi qismida kalavani shakllantirishning boshida oʻraladi va naychani almashtirish momentida sarflanadi. Rezervda ipning uzunligi 5-10 m ni tashkil qiladi va uni chelnokli avtomat toʻquv dastgohlarining toʻqish kengligi boʻyicha belgilanadi.

Kalavaning uyasi o'ramda ipning uzunligini ko'paytirish maqsadida o'raladi va o'ram tanasining asosi sifatida baza bo'lib xizmat qiladi. Uyaning sferik shaklini xosil qilish uchun har bir qatlam o'ralgandan keyin ipni yetaklovchining bir xil bo'lmagan siljishini ta'minlash kerak.

O'rash mushtining o'zgarmas aylanishlar chastotasida ipning uzunligi kalavaning barcha qatlamlarida (uyaning qatlamida ham) bir xil bo'lishini hisobga olib, uyani shakllantirishda quyidagi uchta shartga rioya qilish kerak:

1. Har bir oraliq qatlam yuqoridagisiga nisbatan quyida qalin bo'lishi kerak, bu konussimon shakldagi o'ram tanasini shakllantirish uchun zarurdir.

2. Uya shakllanishida navbatdagi qatlamning siljishi undan oldingi qatlam siljishiga nisbatan kamayib borishi kerak. Uyaning o'ralish vaqtida ushbu siljish Δ_i quyidagi oraliqlarda o'zgaradi:

$$\Delta_{nav} \leq \Delta_i \leq \Delta_1,$$

bu yerda Δ_{nav} - kalava tanasini o'rashdagi oldingi qatlamga nisbatan navbatdagi qatlamning siljishi;

Δ_1 - birinchi qatlamga nisbatan ikkinchi qatlamning siljishi.

3. O'ramning tana o'qi bo'yicha uya qatlamining balandligi H_{ri} uyani o'rash jarayonida oshib borishi kerak:

$$H_{r1} \leq H_{ri} \leq H_{r,kalava},$$

bu yerda H_{r1} - uyaning birinchi qatlamaning balandligi;

$H_{r,kalava}$ - kalava tanasini o'rashdagi qatlam balandligi.

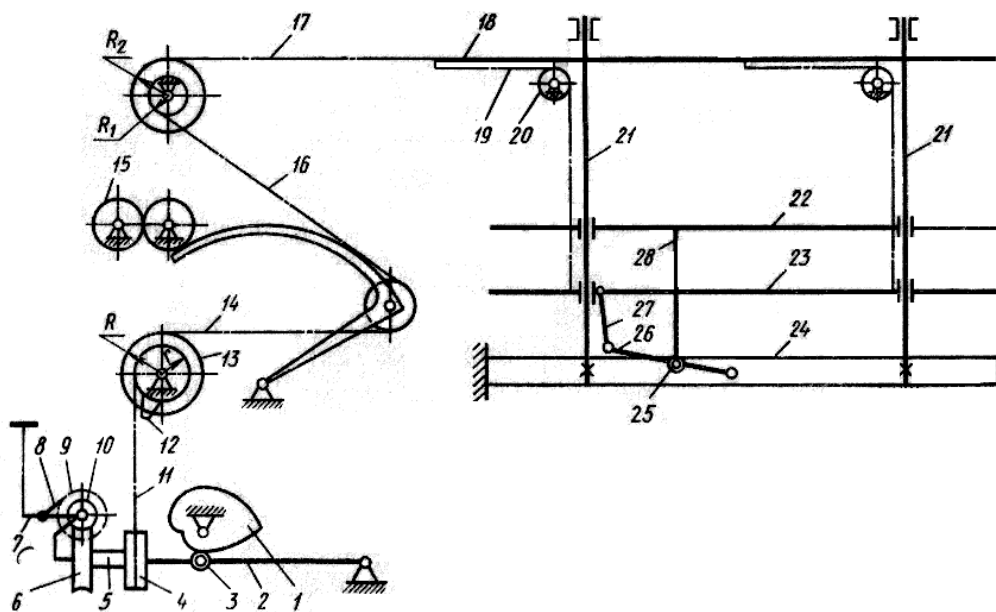
Yuqoridagi barcha uchchala omillarning bir vaqtda ta'siri kalavaning quyida sferik shakldagi asosi (uya) ni va yuqorisida konussimon shaklini shakllantirishga imkon beradi. Kalava tanasi o'rab bo'lingandan keyin ip

yoʻnaltirgich zudlik bilan boshlangʻich xolatiga qaytadi va quyida oʻram osti oʻraladi (5-12 oʻram). Toʻlgan kalava yechib olinganda oʻram ostidagi ip urchuqning shpindeliga spiral boʻyicha oʻralib qoladi. Boʻsh naycha urchuqqa kiydirilganda ip shpindelda qisilib qoladi.

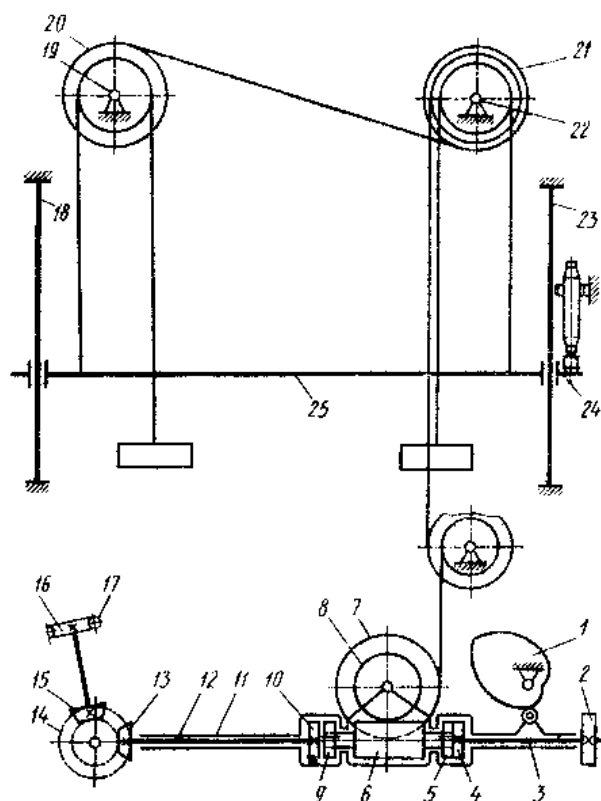
14.4. Qoʻzgʻaluvchan halqali plankali va urchuqlarning qoʻzgʻalmas brusiga ega boʻlgan oʻrash mexanizmlari

Halqali yigirish mashinalarida qoʻzgʻaluvchan halqali plankali va urchuqlarning qoʻzgʻalmas brusiga ega boʻlgan oʻrash mexanizmlar keng koʻlamda qoʻllanilmoqda (14.5 va 14.6-rasmlar). Bunday mexanizmli mashinalarda faqat nisbatan yengil halqali plankalar va ipni yoʻnaltirgichlar harakatlanadi. Mexanizmlar oddiy konstruktsiyaga ega va ishonchli ishlaydi. Halqali mashinalar urchuqlarining qoʻzgʻaluvchan brusiga ega boʻlgan oʻrash mexanizmi (14.7-rasm) juda ham ogʻir, konstruktsiyasi va sozlash boʻyicha murakkab boʻladi. 14.5 va 14.6-rasmlarda koʻrsatilgan oʻrash mexanizmlari kuch bilan tutashuvchi kulachokli mexanizmlar turiga kiradi. Ushbu mexanizmlarning kinematik sxemalarini taxlili shuni koʻrsatadiki, ularni **richagli-zanjirli** (14.5-rasm) va **zanjirlilarga** boʻlish mumkin. Richagli-zanjirli mexanizmlarda halqali plankalarga harakat pasangli uch yelkali richaglarning umumiy tortqisidan uzatiladi, zanjirli uzatmalarda ñ zanjir yoki elastik bogʻlanishlar yordamida.

milining aylanish yoʻnalishiga qarshi yoʻnalish boʻyicha buradi. Bunda blok 13 va 14 larga uchlari bilan birlashtirilgan zanjir 15 ikki yelkali richagni chapga ogʻdirib blok 13 ning katta pogʻonasiga oʻraladi. Quyi yelkasida ikkita 24 va 25 roliklar mahkamlangan, ularga kolonka 21 va 22 lar boshmoqlari bilan tayanadi. Oʻz navbatida richag 7 pastga ogʻoganda halqali planka 18 lar va ip yoʻnaltirgich 17 lar yuqoriga koʻtariladi. Oʻrash kulachogi burala borgan sari oʻz ogʻirlik kuchlari taʼsirida planka va burchakliklar pastga tushadi. Tortqi 23 mashina boʻylab joylashgan vertikal richag 20 larni bir biriga bogʻlaydi.



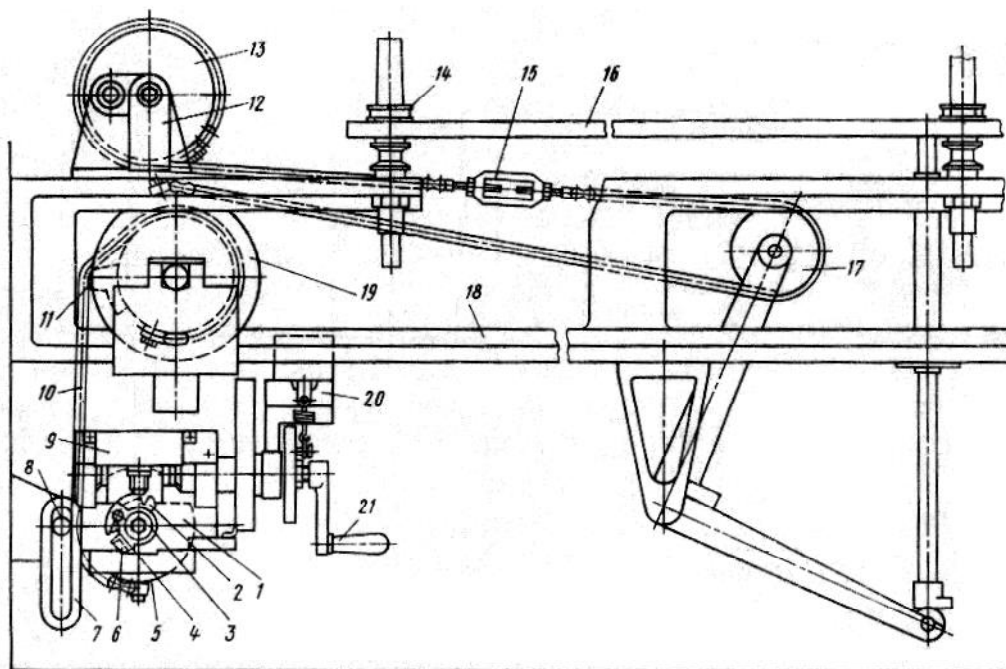
14.6-rasm. Halqali mashinalarning halqali plankalarini zanjirli va ip yoʻnaltirgich burchakliklarini richagli koʻtargichli oʻrash mexanizmining kinematik sxemasi:
1 ñ kulachok; **2, 7, 26, 27** ñ richaglar; **3, 25** ñ roliklar; **4** ñ baraban; **5** ñ vtulka; **6** ñ chervyakli gäldirak; **8** ñ ilmoq; **9** ñ xrapovikli gäldirak; **10** ñ chervyak; **11, 14, 16, 17, 19** ñ zanjirlar; **12** ñ barmoq; **13, 20** ñ bloklar; **15** ñ tishli gäldirak; **18** ñ tortqi; **21, 28** ñ kolonka; **22** ñ ipni yoʻnaltirgichlarning burchakligi; **23** ñ halqali planka; **24** ñ urchuqlar brusi.



14.7-rasm. Halqali mashinalar urchuqlarining qo'zg'oluvchan bruslariga va halqali qo'zg'olmas plankalariga ega bo'lgan o'rash mexanizmining kinematik sxemasi:

1 ñ kulachok; **2** ñ xrapovikli gäldirak; **3, 12, 19, 22** ñ vallar; **4, 5, 9, 10** ñ muftalarning disklari; **6, 17** ñ chervyaklar; **7, 20, 21** ñ ikki pog'onalni bloklar; **8, 16** ñ chervyakli gäldirak; **11** ñ richag; **13, 14, 15** - konussimon gäldiraklar; **18, 23** ñ yo'naltiruvchilar; **24** ñ urchuqlarning brusi; **25** ñ ko'ndalang ko'targich.

14.8-rasmda zamonaviy halqali yigirish mashinasining richagli-zanjirli o'rash mexanizmi, 14.9-rasmda **richagli o'rash mexanizmi** keltirilgan. Ushbu mexanizmda halqali planka, ipni yo'naltirgichlarning uchburchakliklari va kolonkalar vertikal richag 20 ga (14.5-rasmga qaralsin) va mashina asosining o'rta stoykasiga mahkamlangan vintli tsilindrik prujinalar yordamida muvozanatlanadi. Har bir qatlam o'ralgandan keyin plankalar xrapovikli mexanizm yordamida yuqoriga siljiydi. O'rash mexanizmining richagi 1 pastga tushishida



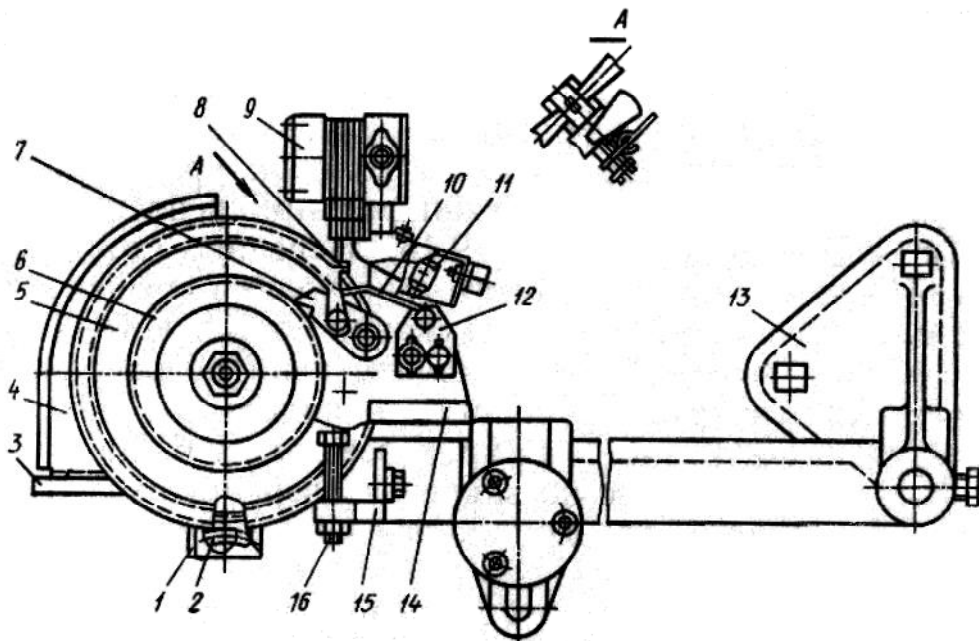
14.8-rasm. Halqali yigirish mashinasining oʻrash mexanizmi:
1 *oʻrash richagi; 2* *almashlab ulagichning tayanchi (kalava uyasi oʻrab boʻlinganda); 3* *oʻralish tugaganda halqali plankalarni tushirish intervalini belgilovchi almashlab ulagichning tayanchi; 4* *kalava mashinadan yechib olingandan keyin mashinaning boshlangʻich xolatini taʼminlovchi almashlab ulagichning tayanchi; 5* *may vannasi; 6* *almashlab ulagichning tayanchi (kalavaning konusi oʻralishida); 7* *qoʻzgʻalmas yoʻnaltiruvchi; 8* *barmoq; 9* *almashlab ulagich; 10* *zanjir; 11* *kalava uyasini xosil qilish uchun barmoq; 12* *plankani tushirish uchun dasta; 13* *plankani dastaki tushirish blogi; 14* *halqa; 15* *tortuvchi gayka; 16* *halqali planka; 17* *taranglovchi blok; 18* *urchuqlar brusi; 19* *oraliq ikki pogʻonali blok; 20* *xrapovikni surish richagi; 21* *oʻrash zanjirining dastaki oʻrash dastasi (ishlash jarayonida dasta yechib qoʻyiladi).*

(14.8-rasmga qaralsin) richag 20 zanjir taʼsirida xrapovik oʻqi atrofida soat mili yoʻnalishiga qarshi yoʻnalishda buriladi va ilmoq 7 (14.9-rasmga qaralsin) yordamida xrapovikli göldirak 6 ni buradi. Bitta valda xrapovikli göldirak 6 bilan chervyak biki mahkamlangan,

u chervyakli göldirak 2 bilan ilashgan, 2 ning valiga zanjirli blok mahkamlangan.

Oöz navbatida xrapovakli göldirak burilishida zanjirli blok ham buriladi, zanjir 10 ning (14.8-rasm) bir qismi ushbu blokka oöraladi va planka yuqoriga siljiydi. Sozlovchi vint 10 (14.9-rasmga qaralsin) xrapovakli göldirak oöqiga nisbatan ilmoqning burilish burchagining cheklovchisi boölib hisoblanadi; u ilmoqni eng ratsional boshlangöch xolatiga kelishiga va xrapovakli göldirakning burilish burchagini sozlashga sharoit yaratadi. Oörash mushtining bir marta aylanishida halqali plankalarning siljishi ilmoq taösirida xrapovik buriladigan tishlar soni z_{il} ga propotsional boöadi. Halqali plankalarning siljishi xrapovakli mexanizmning koötarilishi vaqtida uning yordamida amalga oshadi, bu vaqtda oörash mexanizmi maksimal yuklangan xolatda boöadi. Bu koörib chiqilayotgan mexanizmning asosiy kamchiliklaridan biri boöadi. Yon kuchlarni qabul qilish va xrapovikli mexanizmning ishlash momentida oörash richagini belgilangan xolatda ushlab turish uchun qoözgöalmas yoönaltiruvchi 7 (14.8-rasmga qaralsin) kiritilgan, uning ariqchasiga oörash richagining ketida biki mahkamlangan barmoq 8 kiradi.

Tayanch 11 zanjir 10 ni (14.8-rasmga qaralsin) chapga maksimal ogödirgan paytda halqali plankaning quyi xolatida kalavaning uyasi oörala boshlaydi. Uyani oörash jarayonida zanjir 10 oörash richagining blogiga sekin asta oörala boshlaydi va tayanch 11 ga tegib turgan zanjir undan uzoqlashadi. Shunday qilib, uyani oörashda oöram tanasining oöqi boöylab oraliq qatlamlar balandligi sekin asta orta boradi.



14.9-rasm. O'rash richagi:

1 ñ moy vannasi; 2 ñ chervyakli gäldirak; 3 ñ o'rash richagi; 4 ñ gälof; 5 ñ yulduzcha; 6 ñ xrapovakli gäldirak; 7 ñ ilmoq; 8 ñ prujina; 9 ñ elektromagnit; 10 ñ sozlovchi vint; 11 ñ almashlab ulagich; 12 ñ tayanch; 13 ñ o'rash richagining kronshteyni; 14 ñ richag; 15 ñ kronshteyn; 16 ñ bolt.

Kalava to'lgandan keyin halqali plankani quyi xolatiga tushirish kerak bo'ladi. Ushbu operatsiyani maxsus dvigatel yordamida yoki dastaki bajarish mumkin. Dastaki bajarishda richag yordamida ilgakni blok 13 dan chiqariladi (14.8-rasmga qaralsin) va uning valiga kiydiriladigan dasta 12 yordamida halqali plankani quyi xolatiga keltiriladi. To'lgan kalavalarni mashinadan yechib olishdan avval halqali plankalarni boshlang'ich ishchi xolatiga o'tkazish kerak. Buning uchun dasta 12 yordamida blok 13 ni avvalgi xolatiga keltiriladi, keyin ilmoq 7 ni (14.9-rasmga qaralsin) xrapovikli gäldirakdan chiqariladi va dasta 21 ni (14.8-rasmga qaralsin)

aylantirish orqali o'rash richagining blogidagi zanjir 10 o'raladi. Dastaki operatsiyalar mashinaga xizmat ko'rsatishni qiyinlashtiradi, bir xil o'lcham va strukturali kalava xosil qilishga imkon bermaydi, ish unumdoriligini pasaytirib yuboradi, shuning uchun zamonaviy halqali mashinalarning o'rash mexanizmlari avtomatlashtirilgan yuritmalar bilan ta'minlangan.

Uya o'rab bo'lingandan keyin kalavaning tanasini o'rash uchun mashinaning ishlashini jadal tezligiga o'tkaziladi. Yuqorigi konusni o'rashda mashina yana kichik tezlikda ishlash rejimiga o'tkaziladi. Kalava to'ldgandan keyin (14.9-rasmga qaralsin) xrapovik ilmog'ini elektromagnitning yakori bilan tutashtiruvchi prujina 8 ni tortuvchi elektromagnit 9 ishga tushadi. Halqali plankalar quyiga harakatlanishida ilmoq xrapovik tishining ilashishidan bo'shaydi va prujina 8 yordamida ko'tariladi. Bunda plankani pastga tushirish yuritmasining elektrodvigateli ishga tushadi va mashinaning elektrodvigateli o'chadi. Planka boshlang'ich xolatiga mashinaning inertsiasini bo'yicha tushadi. Halqali plankalar o'ram osti xolatiga yetganda plankalar yuritmasining dvigateli o'chadi va tormozlanadi, mashina dastlabki xolatiga keladi. Kalavalarni mashinadan yechib olingandan keyin mashinaning ishlash tsikli takrorlanadi.

Halqali plankalarning kolonkalariga harakatni richagli uzatuvchi o'rash mexanizmlari o'ziga xos bo'lgan quyidagi xususiyatlarga ega, ularni loyihalashda hisobga olish kerak:

1. Xrapovikli mexanizm ta'sirida davriy siljib borish bo'yicha halqali plankalarning harakatlanish qonuniyati va qulochi o'zgaradi; ushbu o'zgarish chiziqli bo'lmagan tavsifga ega bo'ladi va o'rash chog'ida konusning

belgilangan balandligi hamda kalavaning diametrini xosil boʻlishiga taʼsir qilishi mumkin.

2. Oʻrash mushtiga yuklama halqali plankaning yuqoriga davriy ravishda siljishi boʻyicha oʻzgaradi.

3. Oʻramning umumiy balandligi oshishi bilan zanjirli (moslanuvchan) uzatmali oʻrash mexanizimli mashinalarga nisbatan mashinaning gabarit oʻlchami balandligi boʻyicha oshadi.

4. Mexanizmlar juda ham ulkan, ularni tayyorlash, yigʻish va sozlash murakkab.

14.5. Halqali plankalarga harakatni zanjirli uzatish mexanizmlari

Halqali plankalarga harakatni zanjirli uzatish mexanizmlari paxta, zigʻor, jun, shishatola va ipak uchun halqali yigirish mashinalarining barcha turlarida qoʻllanadi. Halqali planklarni zanjirli va ip yoʻnaltirgichlarning burchakliklarini richagli koʻtarish mexanizmlarining (14.6-rasmga qarang) richagli koʻtarish mexanizmlardan (14.5-rasmga qarang) farqi shundan iboratki, halqali plankalar 23 (14.6-rasmga qarang) blok 20 lardan oʻtkazilgan va umumiy tortqi 18 ga mahkamlangan zanjir yordamida koʻtariladi. Ip yoʻnaltirgichlarning burchaklik 22 larini koʻtarish uchun ikkita richag 26, 27 va rolik 25 dan iborat boʻlgan tizim qoʻllanadi. Richag 26 richag 27 va urchuqlar brusi 24 bilan sharnirlar yordamida birlashtirilgan. Richag 27 halqali plankalarga sharnir yordamida birlashtirilgan.

Halqali plankalar va ip yoʻnaltirgichlarning zanjirli yuritmalı oʻrash mexanizmiga misol 14.10-rasmda keltirilgan. Oʻrash kulachogi 2 oʻrash richagi 1 ga chayqalma harakat beradi, u tortqi zanjiri va bloklari

orqali val 9 ning reversiv aylanishiga o'zgaradi. Val 9 da ikki pog'onalni blok 10 lar va bir pog'onalni blok 12 biki mahkamlangan. Zanjir 11 ning yetaklovchi uchi blok 10 larning katta yoki kichik pog'onalariga mahkamlanadi, yetaklanuvchi tomoni esa umumiy tortqi 22 ga mahkamlanadi. Tortqi 22 lar va ko'ndalang brus 20 lar bir biri bilan zanjir 19 orqali ktnematik bog'dangan. Halqali planka 15 lar ko'ndalang brus 20 larga mahkamlangan va u bilan birgalikda harakatlanadi. Halqali plankalarning tebranmasligi maqsadida ko'ndalang brus 20 uchun qo'zg'almas yo'naltiruvchi 16 kiritiladi. Val 9 reversiv aylanishida halqali planka 15 lar yo'naltiruvchi 16 ning o'qi bo'ylab ilgari lanma-qaytma harakatlanadi.

Zanjir 19 blok 17 va 18 lar orqali o'tkazilgan (umumiy tortqi 22 ga blokning qaysi pog'onasi harakatni uzatishiga qarab).

Halqali plankalarni muvozanatlash uchun pasang 14 va 21 lar qo'llaniladi. Keyingi konstruktsiyalarda halqali plankalarni prujinali muvozanatlash tizimlari qo'llanilmoqda, natijada mashinaga sarflanadigan umumiy metal tejaladi. Bundan tashqari zanjir 19 ning o'rniga armaturali tasmalar qo'llanilmoqda. Xrapovik turidagi har bir qatlam o'ralgandan keyin halqali plankalarni davriy ravishda surish qurilmasi konstruktsiyasi bo'yicha yuqorida ko'rib o'tilganga o'xshash bo'ladi.

Moslanuvchan (zanjirli) uzatmali o'rash mexanizmi quyidagi afzalliklarga ega:

- halqali plakaning o'ramning butun uzunligi bo'yicha harakatlanish qonuniyati saqlanib qoladi;
- halqali plakaning davriy harakatlanishida o'rash mexanizmi va kulachokka tushadigan kuch o'zgarmaydi;

- qurilma, uni yig'ish va sozlash nisbatan sodda;
- mashinaning balandligi bo'yicha gabarit o'lchamlari kichiklashadi;
- moslanuvchan uzatma sifatida zanjir va armaturali plastmassali tasmalarni qo'llash mumkin.

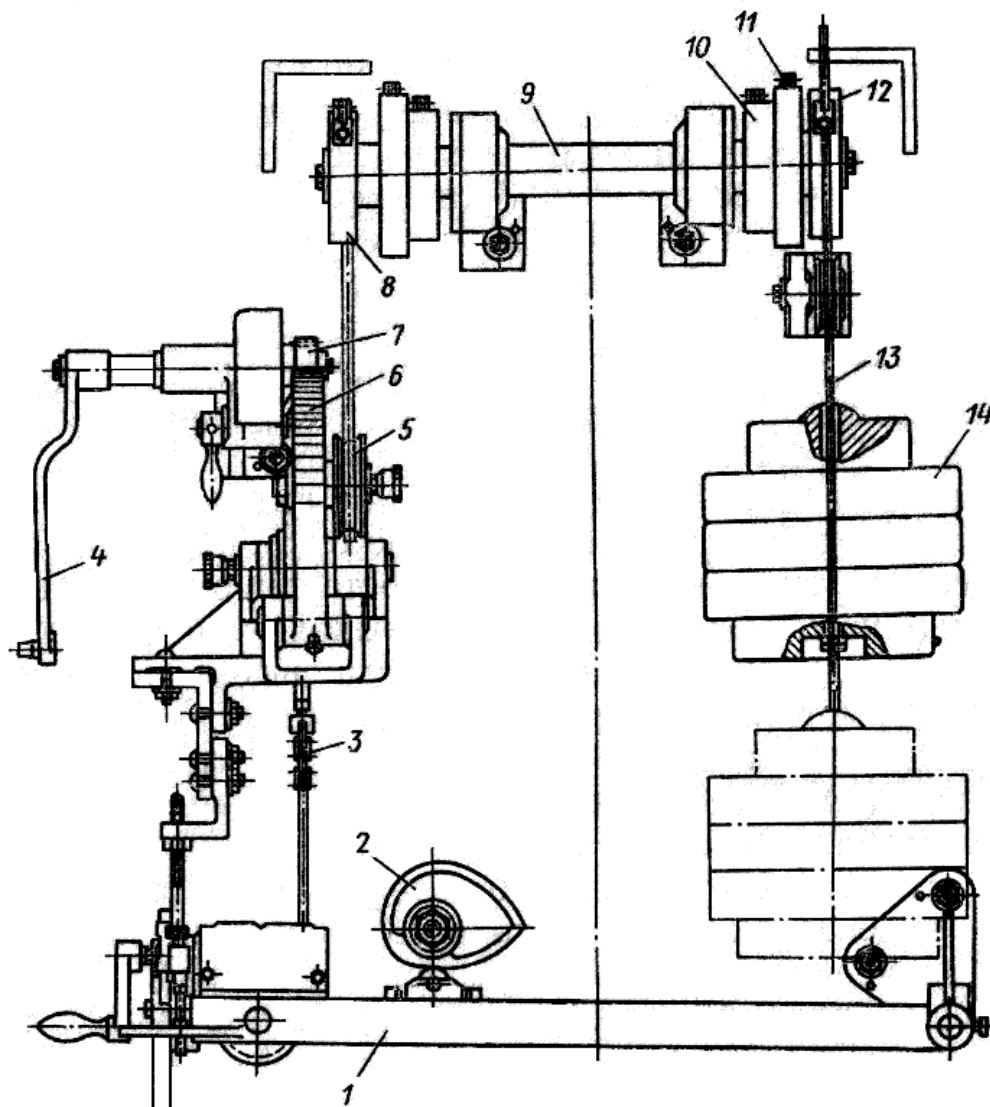
14.6. Qo'zg'almas halqali plankali va urchuqli qo'zg'aluvchan brusli o'rash mexanizmlari

Qo'zg'almas halqali plankali va urchuqli qo'zg'aluvchan brusli o'rash mexanizmlari yuqori balandlikdagi kalavali mashinalarda qo'llanadi. Halqali plankaning qo'zg'almas xolati kalava to'dish jarayonida ip balloni o'lchamining o'zgarmasligini ta'minlaydi, bu o'rash jarayonida ipning o'zgarmas tarangligini saqlab turishga yaxshi sharoit tug'diradi.

Urchuqlarning bruslari 24 ga (14.8-rasmga qarang) ilgarilanma-qaytma harakat ikki pog'onali blok 7, 20, 21 larning richag 11 lari orqali o'rash kulachogi 1 dan va tortqi zanjiridan uzatiladi. O'rash bloklari 20 va 21 mashinaning butun uzunligi bo'ylab boruvchi val 19 va 22 larga mahkamlangan. Blok 7 o'rash richagiga mahkamlangan va u bilan birgalikda chayqaladi. Vallarning birida blok 7 bilan chervyakli g'ildirak 8 joylashgan, u bilan chervyak 6 doimiy ilashishda bo'ladi va tanaffuslar bilan xrapovikli g'ildirak 2 vali 3 ga va konussimon tishli g'ildirak 13 vali 12 ga ulanadi.

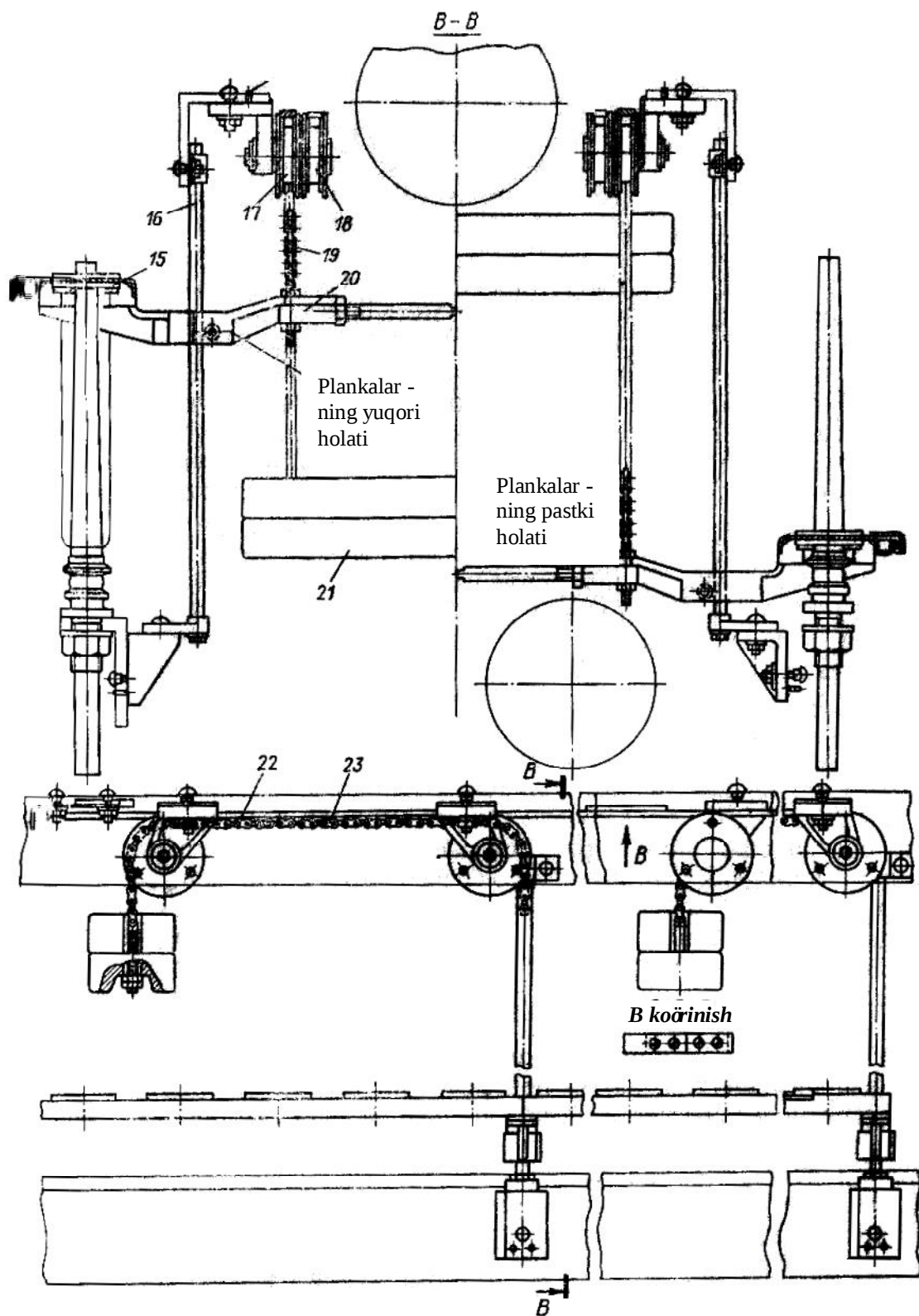
Kalavaga ip o'ralishi vaqtida chervyak 6 mufta 5 yordamida val 3 bilan ulanadi. Kulachok 1 ning har bir aylanishida xrapovikli g'ildirak 2 blok 7 ni soat mili yo'nalishiga qarshi yo'nalishga buralishini keltirib chiqaradigan ma'lum burchakka buraladi. Blok 7 dan

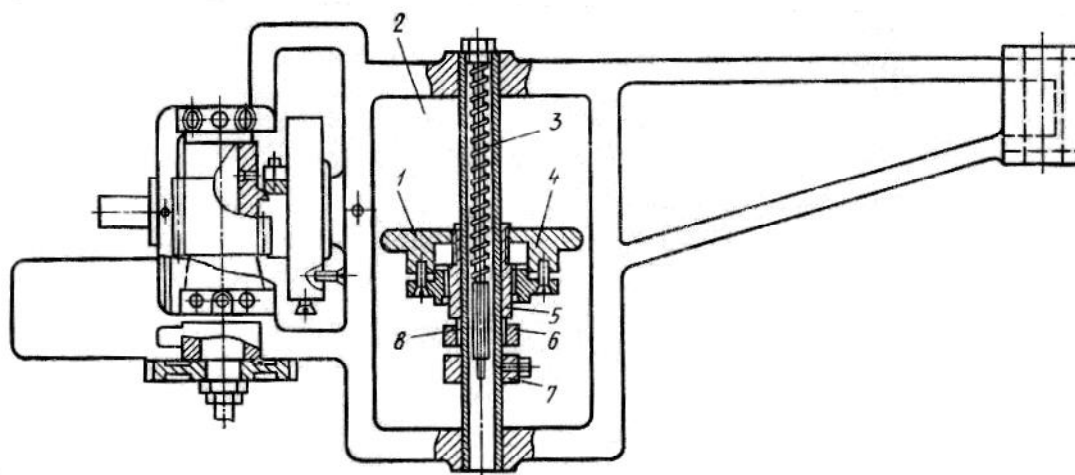
zanjir chuvashib val 22 va 19 larning (o'ng tomondagini soat mili bo'yicha, chap tomondagini esa soat miliga qarshi) buralishiga imkon beradi. Natijada urchuqlarning bruslari pastga siljiydi.



14.10-rasm. Halqali plankalarga harakatni zanjirli uzatuvchi o'rash mexanizmi:

1 ñ o'rash mexanizmi; 2 ñ kulachok; 3, 11, 13, 19, 23 ñ zanjirlar; 4 ñ halqali plankalarni dastaki tushirish va ko'tarish uchun dasta; 5, 8, 10, 12, 17, 18 ñ bloklar; 6 ñ sektor; 7 ñ tishli gäldirak; 9 ñ val; 14, 21 ñ pasanglar; 15 ñ halqali plank; 16 ñ yo'naltiruvchi; 20 ñ ko'ndalang brus; 22 ñ tortqi.





14.11-rasm. Rezerv oʻram mexanizmlı oʻrash richagi:
1 ñ rolik; 2 ñ richag; 3 ñ prujina; 4 ñ podshipnik; 5 ñ
vtulka; 6 ñ xomut; 7 ñ oʻrnatuvchi halqa;
8 ñ polzun.

Kalava toʻlgandan keyin urchuqlarning bruslari avtomatik ravishda yuqoridagi boshlangʻich xolatiga koʻtariladi. Bunga chap muftani ulash va oʻngini uzish orqali erishiladi. Muftani almashlab ulash uchun maxsus qurilma mavjud. Bruslarni avtomatik koʻtarishda blok 7 ga aylanma harakatni tishli uzatma, mufta 9, chervyak 6 va chervyakli gʻildirak 8 orqali chervyak 17 dan uzatiladi, chunonchi, blok 7 qarama-qarshi yoʻnalishga aylanadi.

Rezerv oʻram mexanizmlı (14.11-rasm) oʻrash mexanizmlari arqoq yigirish mashinalarida qoʻllanadi, ular oʻrash richagi va oʻrash kulachogining oʻzgartirilgan konstruktsiyalari bilan farq qiladi. Oʻrashning boshlanishida gʻildirak toʻrt burchakli profilga ega boʻlgan kulachokning vintli ariqchasi boʻyicha harakatlanadi va uning har bir aylanishida richag kichik quloqli toʻrtta tebranishga uchraydi, bunda naychaga toʻrt qatlam ip (rezerv) oʻraladi. Kulachok uch marta aylanganda rolik osoyishta yassi kulachokka oʻtadi va odatdagi konussimon oʻrash boshlanadi. Natijada kulachokning spirali boʻyicha

göldirakning harakatini prujina 3 qisadi va halqali plankani o'ram osti xolatiga tushirilganda o'rash richagi rolik 1 bilan kontaktini yo'qotadi, rolik 1 prujina 3 ta'osirida o'rash kulachogi spirali boshidagi boshlang'ich xolatiga qaytadi. Ayrim xollarda halqali yigirish mashinalarida konussimon kalavaga nisbatan katta massali o'ram olishga imkon beradigan tsilindrik kalava olish uchun o'rash mexanizmlari qo'llanadi.

14.7. O'rash mexanizmlarini loyihalash

Ip yo'naltirgichning zarur bo'lgan siljish qonuniyatini turli xildagi konstruksiyali o'rash mexanizmlari amalga oshirishi mumkin. Yaqin vaqtlargacha o'rash mexanizmlarini loyihalashda asosan taqribiy grafoanalitik usullar bilan qo'llanilar edi. Katta kalavaga ega bo'lgan yuqori tezlikda ishlaydigan yigirish va eshish mashinalarini yaratish o'rash mexanizmlarining aniqliklariga yuqori darajadagi talablarni qo'yyadi. O'rash mexanizmlarini loyihalashni quyidagi bosqichlarga bo'lish mumkin:

- o'ram shakllanishini belgilovchi parametrlarini hisoblash;
- o'rash kulachogidan ip yetaklagichga harakatni uzatish sxemasini tanlash (mexanizmning kinematik sxemasini tuzish);
- matematik ifodasini ishlab chiqish va kinematik sxemani tadqiq qilish;
- mexanizmning optimal parametrlarini hisoblash;
- kulachok profilini hisoblash;
- mexanizmning uzel va detallarini konstruksiyalash.

Shakllanadigan kalavaning parametrlari. Uzatma sxemasini tanlash. Har bir mashina ipning maʼlum chiziqli zichligining diapazoniga va oʻrash balandligiga ega boʻlganligi uchun mexanizmlarni loyihalashda kalavaning oʻrtacha oʻlchamlariga orientirlash maqsadga muvofiq boʻladi. Halaqali mashinalarda kalava oʻlchamlarini halqaning diametri va ipning vazifasidan kelib chiqqan xolda aniqlash mumkin. Kalavaning yuqori qismi uchun konusning balandligi (14.4-rasm) quyidagicha aniqlanadi:

$$H_{k.b} = \frac{R_0 - r}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (14.12)$$

bu yerda R_0 - kalava radiusi;

r - kalavining choʻqqisidagi naychaning radiusi;

α - avvalgi tavsiyalar maʼlumotlar boʻyicha tanlanadigan kalavaning oʻqiga gisbatan xosil boʻladigan konusning qiyalik burchagi.

Naycha urchuqning turi va oʻram balandligiga bogʻliq ravishda tanlanadi. Oraliq qatlamlardagi oʻram chulgʻoʻmining oʻrtacha qadami $h_{o'rt}$ odatda quyidagi nisbat boʻyicha olinadigan zichlikdagi kalavaning shartidan kelib chiqib qabul qilinadi:

$$h_{o'rt} = (3 \div 5) \cdot d_{kalava},$$

bu yerda d_{kalava} - $d_{kalava} \approx 0,357 \sqrt{\frac{T}{\rho}}$ formula boʻyicha aniqlanadigan ipning diametri, mm, bunda T - ipning qalinligi, teks; ρ - ushbu nomerdagi ip hajmining birlik massasi.

Halqali plankaning koʻtarilish vaqtini quyidagi ifoda yordamida aniqlash mumkin:

$$t_k = \frac{2\pi}{v_1 h_0} \left(R_0 H_{k.b} - \frac{H_{k.b}^2}{2} \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (14.13)$$

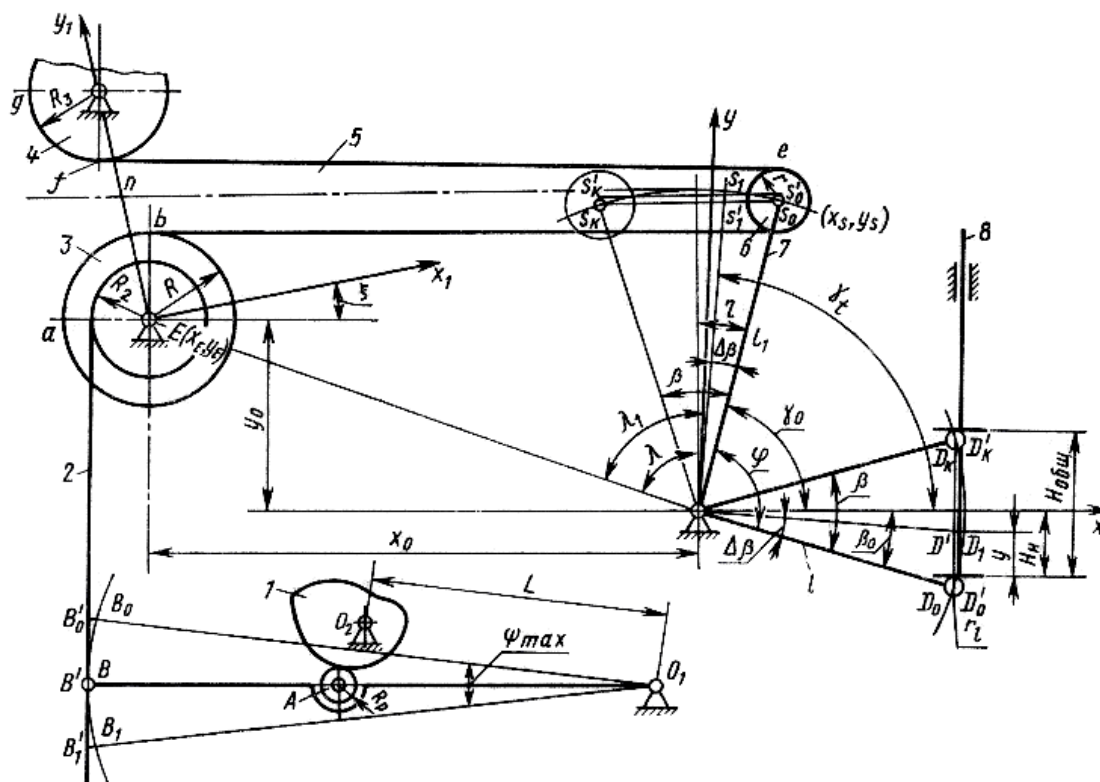
bu yerda $h_0 = h_{o_r} \cos \alpha$; $v_1 = v_{ts} \pm v$ - o'rash tezligi (bu yerda v_{ts} - cho'zish asbobining chiqaruvchi tsilindrining tezligi; v - kalavaning o'qi bo'ylab halqali plankaning harakatlanish tezligi).

Taqriban $v_1 \approx v_{ts}$ deb hisoblasa bo'ladi. Asos ipi uchun ip yetaklovchining tushish vaqti $t_t = \frac{t_k}{2}$, arqoq ipi uchun $t_t = \frac{t_k}{3}$; ayrim xollarda asos ipi uchun $t_t = 0,978 \cdot t_k$ qabul qilinadi, bu kalavajagi ipning uzunligini taxminan 30 % ga uzaytirishga imkon beradi. O'rash kulachogining bir marta aylanish vaqti quyidagiga teng bo'ladi:

$$T = t_t + t_k.$$

To'qimachilik mashinasozligi amaliyotida kulachokli o'rash mexanizmlari keng ko'lamda ishlatiladi, chunki ular sodda, ishonchli va universal bo'lib hisoblanadi. Quyida halqali plankalarni richagli-zanjirli sxemali ko'taruvchi mexanizmlarini loyihalash usulini ko'rib chiqiladi.

Kinematik sxemaning matematik ifodasi va tadqiqi. Matematik ifodani ishlab chiqishda o'rash mexanizmini ikkita tizim ostidan iborat bo'lgan tizim sifatida qaraymiz (14.12-rasm). Birinchi tizim osti ikki pog'onali blok 3 ning R radiusli pog'onasi, moslanuvchan (zanjirli) bog'danish 5, ikki yelkali muvozanatlagich 7 va halqali plankalarning kolonka 8 laridan tarkib topgan. Ikkinchi tizim osti kulachokli mexanizm, tortqining zanjiri 2 va ikki pog'onali blok 3 ning R_2 radiusli pog'onalaridan iborat. Birinchi tizim ostining yetaklovchi zvenosi bo'lib R radiusli pog'ona, yetaklovchi bo'lib esa halqali plankalarning kolonkalari hisoblanadi. Zanjirni qisqartirish va uyani shakllantirish mexanizmlarini ikkinchi tizim ostiga kiruvchi past darajadagi tizim osti sifatida qaraymiz.



14.12-rasm. O'qash mexanizmini hisoblash uchun sxema:

1 *ñ kulachokli mexanizm; 2* *ñ tortqining zanjiri; 3* *ñ ikki pog'onal blok; 4* *ñ blok; 5* *ñ zanjir; 6* *ñ yo'naltiruvchi blok; 7* *ñ ikki yelkali muvozanatlagich; 8* *ñ kolonka.*

Birinchi tizim ostining matematik modelini qurish uchun bir qator bog'danishlarni belgilab olish kerak. Ox o'qidan yuqorigi richag muvozanatlagichining og'ish burchagini quyidagicha ifodalaymiz:

$$\gamma = \arctg \frac{y_s}{x_s}, \quad (14.14)$$

bu yerda x_s va y_s - xOy sistemasidagi r radiusli blok markazining koordinatalari.

Muvozanatlagichning yuqorigi va pastki richaglari orasidagi burchak quyidagiga teng:

$$\varphi = \gamma_0 + \beta_0, \quad (14.15)$$

bu yerda γ_0 - muvozanatlagichning yuqorigi richagi l_1 va kalava tanasini o'rashning boshlanishidagi gorizontal chiziqli orasidagi burchak;

$$\beta_0 = \arcsin \frac{H_{bosh} + r_l}{l} \quad (\text{bunda } H_{bosh} - \text{kalava tanasini}$$

o'rashning boshlanishidagi halqali planka kolonkalari boshmog'ining xolati; r_l - muvozanatlagichning pastki yelkasi roligining radiusi).

Zanjirni qisqartirish natijasida muvozanatlagichning yuqorigi richagi burilsin va gorizontal bo'yicha burchak γ_t ni tashkil qilsin. Unda yuqorigi richag bilan biki tutashgan quyi richag quyidagi burchakka buriladi:

$$\Delta\beta = \gamma_t - \gamma_0. \quad (14.16)$$

Muvozanatlagich buriladigan burchakni bilgan xolda kolonkalarining siljishini aniqlash, o'z navbatida halqali plankaning boshlang'ich xolatidan siljishini ham quyidagi ifoda yordamida oson aniqlash mumkin:

$$y = H_{bosh} + r_l - l \cdot \sin(\beta_0 - \Delta\beta).$$

(14.15) ifodadan foydalanib quyidagini olamiz:

$$y = H_{bosh} + r_l - l \cdot \sin(\varphi - \gamma_t). \quad (14.17)$$

(14.17) formula bo'yicha muvozanatlagichning har qanday burchagida boshlang'ich xolatiga nisbatan halqali plankaning xolatini, shuningdek γ_t burchak bilan aniqlanadigan muvozanatlagichning har qanday ixtiyoriy xolatidan qat'iy nazar halqali plankaning siljishi Δy uchun bog'diqlikni aniqlash mumkin. Masalan, γ_t burchakni $\Delta\gamma_t$ kattalikka o'zgartirilganda

$$\Delta y = 2 \cdot l \cdot \cos \left[\varphi - \left(\gamma_t + \frac{\Delta\gamma_t}{2} \right) \right] \sin \frac{\Delta\gamma_t}{2}. \quad (14.18)$$

Shunday qilib, olingan bog'diqliklar birinchi tizim osti elementlarining o'zaro ta'osirini ifodalaydi. Bu uning quyidagi ko'rinishdagi matematik modelini qurishga imkon yaratadi:

$$y_i = H_{bosh} + r_l - l \cdot \sin(\arcsin \frac{H_{bosh} + r_l}{l} + \gamma_0 - \arctg \frac{y_{s_i}}{x_{s_i}}), \quad (14.19)$$

bu yerda x_s va y_s - muvozanatlagichning yuqorigi yelkasi roligi markazining koordinatalari;

i - tsiklning (kulachok burilishining) nomeri.

x_s va y_s larning koordinatalari elastik bog'danish uzunligining funktsiyasi sifatida aniqlanadi. Elastik bog'danishning uzunligi har bir tsikldagi kulachok aylanishining natijasida ham, tsikllar oralig'idagi xrapovikli mexanizm ishlashining natijasida ham o'zgaradi:

$$L_i = L_0 - \Delta l \cdot i, \quad (14.20)$$

bu yerda L_i - i -tsikldagi elastik bog'danishning uzunligi;

L_0 - birinchi tsikl boshlanishidagi elastik bog'danishning uzunligi;

$\Delta l \cdot i$ - xrapovikli mexanizmning ishga tushishi natijasida elastik bog'danishning qisqarishi.

O'z navbatida kulachok tsiklining nomeri va burilish burchagi φ mexanizm matematik modelining parametri bo'lib hisoblanadi. R , r , R_3 radiusli bloklar bilan elastik bog'danishning chiqish b , c , e , f nuqtalari Oy ning parallel o'qlarining to'g'ri chiziqlarida joylashgan va tegishli bloklarning aylanish o'qlari orqali o'tadi deb qabul qilsak, elastik bog'danishning uzunligi L ni yuqori aniqlikda hisoblash mumkin bo'ladi, unda

$$L = b \cdot c + e \cdot f + \pi \cdot r, \quad (14.21)$$

bu yerda $b \cdot c = \sqrt{(x_s - x_E)^2 + (y_s - k_1)^2}$; $e \cdot f = \sqrt{(x_s - x_F)^2 + (y_s + k_2)^2}$;

$$k_1 = r + y_E + R; \quad k_2 = r + y_F + R_3.$$

(14.21) ifoda muvozanatlagichning yuqorigi richagining xolati ma'dum bo'lgandagi muvozanatlagichning boshlang'ich xolatiga mos ravishdagi elastik bog'danishning uzunligini (xususan, L_0)

hisoblashga imkon beradi. Bundan tashqari, elastik bogʻlanishning maʼlum L uzunligida ushbu ifodadan foydalanib r radiusli rolikning yoʻnaltiruvchi oʻqlari x_s va y_s koordinatalarini aniqlash uchun tenglama olish mumkin boʻladi:

$$y_s = \frac{-D + \sqrt{D^2 - 4EC}}{2C}; \quad x_s = \pm \sqrt{l_1^2 - y_s^2}, \quad (14.22)$$

bu yerda $C = 2a_{10}a_{11} + a_7^2 - l_1^2 a_8^2 + a_6^2$;

$$k = L - \pi \cdot r;$$

$$D = 2(a_7 a_{11} + a_6 a_8 l_1^2);$$

$$E = a_{11}^2 - l_1^2 a_6^2;$$

$$a_{11} = l_1^2 \left[1 - \left(\frac{x_F - x_E}{k} \right)^2 \right] + x_E^2 + k_1^2 - a_3^2;$$

$$a_{10} = \frac{(x_F - x_E) - (k_1 + k_2)^2}{k^2};$$

$$a_8 = \frac{2(x_F - x_E)(k_1 + k_2)}{k^2};$$

$$a_7 = 2 \left[\frac{a_3(k_1 + k_2)}{k} - k_1 \right];$$

$$a_6 = 2 \left[x_E + \frac{a_2(x_F - x_E)}{k} \right];$$

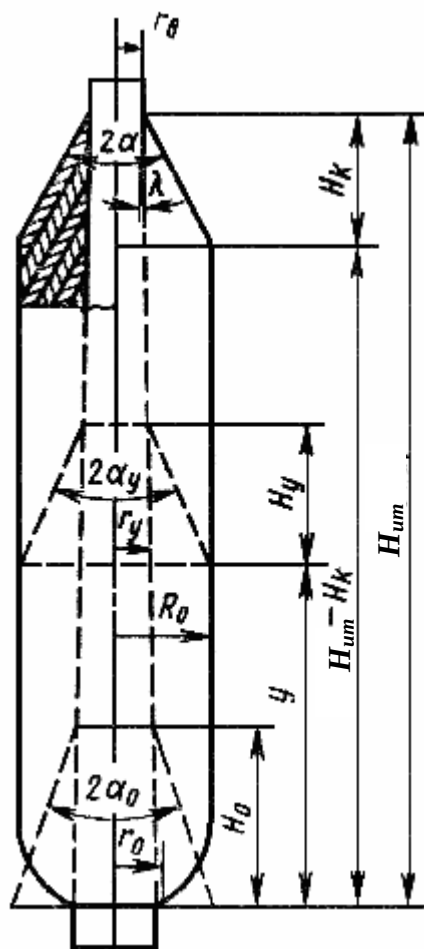
$$a_3 = \frac{k^2 + x_E^2 + k_1^2 - x_F^2 - k_2^2}{2k}.$$

(14.19) va (14.22) ifodalardan koʻrinib turibdiki, oʻrash mexanizmining matematik modeli determinlashtirilgan va oʻzining parametrlariga nisbatan egri chiziqli boʻladi. Tekshirish hisoblashlari va tajribaviy tadqiqotlar shuni koʻrsatdiki, model yuqori aniqlikda oʻrash mexanizmini ifodalaydi. Aniq, murakkab boʻlgan ifodalar boʻyicha hisoblashlarga nisbatan xatolik 0,1 % dan oshmaydi. Matematik modelning egri chiziqli boʻlishi

mexanizm halqali plankalarga o'rash kulachogidan o'zgarish uzatishlar nisbatini o'rashning butun balandligi bo'yicha ta'minlay olmasligini bildiradi.

Konussimon naychaga kalavani o'rash sharti bo'yicha mexanizmning optimal parametrlarini hisoblash. Konussimon naychaga (14.13-rasm) ipni o'rashda tsilindrik shakldagi kalava xosil qilish uchun halqali planka yuqoriga siljishida konus balandligi H_y ning o'zgarish qonuniyatini naychaning belgilangan konussimonligini aniqlash uchun kerak:

$$H_y = \frac{H_0(R_0^2 - r_0^2)}{[R_0^2 - (r_0 - y \tan \lambda)^2]}, \quad (14.23)$$



14.13-rasm. Kalavani o'rashning hisoblash sxemasi.

bu yerda H_0 - kalava uyasini o'rashda zanjirga barmoqning ta'osirini hisobga olmagan xolda $y=0$ bo'lganda halqali plankaning qulochi;

λ - naychaning o'qiga nisbatan uning konussimonlik burchagi.

Bir tekis o'rashni hisobga olgan xolda yuqorigi konusni o'rashda halqali plankaning qulochi quyidagicha aniqlanadi:

$$H_{bosh} \geq \frac{R_0 - r_{bosh}}{tg \alpha} = \frac{R_0 - r_{bosh}}{\mu},$$

bu yerda α - kalavaning yuqorigi konusi va o'qi orasidagi burchak;

μ - ipning kalava tanasiga ilashishidagi ishqalanish koefitsienti.

Mexanizmning olingan matematik modelini (14.19) tadqiq qilish shuni ko'rsatadiki, H_y ning o'zgarish tavsifiga λ_0 , H_{bosh} , l_1 parametrlar ta'osir qiladi (14.12-rasmga qarang).

O'rash mexanizmini loyihalashda kulachokning bir marta aylanishida belgilangan y_i nuqtadan halqali plankaning zarur bo'lgan maksimal siljishi naychaning konussimonligini kompensatsiyalashni hisobga olgan xolda (14.23) ifoda yordamida aniqlanadi. (14.18) ifoda bo'yicha halqali plankaning haqiqiy siljishi quyidagiga teng bo'ladi (14.12-rasmga qarang):

$$H_{h_i} = 2l \cos \left[\varphi - \left(\lambda_{t_i} + \frac{\Delta \gamma_{t_i}}{2} \right) \right] \cdot \sin \frac{\Delta \gamma_{t_i}}{2}, \quad (14.24)$$

bu yerda γ_{t_i} - y_i ga to'g'ri keluvchi gorizontaal chiziqqa nisbatan muvozanatlagichning yuqorigi yelkasining qiyalik burchagi;

$\Delta \gamma_{t_i}$ - kulachokning bir marta aylanishida muvozanatlagichning yuqoridagi yelkasi buriladigan burchak;

i - kulachokning burilish nomeri.

(14.23) formula bo'yicha aniqlanadigan H_y ning qiymati (14.24) formula yordamida aniqlangan H_{h_i} ning qiymati bilan maksimal darajada yaqinlashtirish kerak. Egri chiziqli dasturlash nuqtai nazardan vazifa λ_0, H_{bosh}, l_1 o'zgaruvchani aniqlashdan, bunda $K = k(\gamma_0, H_{bosh}, l_1)$ optimallik kriteriyalari ekstremal ahamiyatga ega bo'ladi va, bundan tashqari quyidagi shart bajariladi:

$$\xi_1 \leq \gamma_0 \leq \xi_2; \quad l_1 \leq l_k; \quad 0 \leq H_{bosh} < l,$$

bu yerda ξ_1 va ξ_2 - muvozanatlagich yuqori richagining turadigan soxasini chegaralovchi burchak (odatda $\xi_1 = 45^\circ$, $\xi_2 = 135^\circ$);

l_k - mashinaning gabarit o'lchamlari orqali belgilanadigan muvozanatlagichning yuqorigi richagining cheklangan uzunligi.

O'rash richagining uzunligini (14.12-rasmga qarang) mashinaning gabarit o'lchamlari, kulachokka rolikning bosim burchaklari va ezish kuchlaridan kelib chiqqan xolda tanlash kerak. Shuningdek, zanjirni qisqartirish va halqali plankalarni avtomatik tushirish mexanizmlarining uzil va detallarining joylashishini ham hisobga olish kerak. Odatda $O_1B \geq (6 \div 7)e$; $O_1A \geq 5e$, bu yerda e - o'rash kulachogining ekstsentriniti.

Muvozanatlagich quyi richagining uzunligi $l = (1,25 \div 1,5)H_{um}$.

Kalavaning butun balandligi bo'yicha o'rashda r_l radiusli rolik markazining harakatlanishida xosil bo'ladigan yoyning bunday nisbatida 2-3 % ga o'zining xordasidan farq qiladi. l uzunlikdagi richagni undan uzaytirish mashinaning gabarit o'lchamlarini oshishga olib keladi. l_1 uzunlikdagi richagining vertikal yelkasining uzunligini tanlashda quyidagilarni hisobga olish kerak:

uning uzunligi qancha katta bo'lsa kulachokka bosim shuncha kichik bo'ladi, biroq bunda mashinaning gabariti balandligi bo'yicha kattalashadi. Odatda l_1 uzunlikni l ga yaqin qabul qilinadi. Halqali plankalarning boshmog'aning boshlang'ich xolatini aniqlashda birinchi yaqinlashishda $H_{bosh} = \frac{H_{um}}{2}$ qabul qilamiz.

l_1 va l uzunlikdagi richaglar orasidagi φ burchak birinchi yaqinlashishda $\frac{\pi}{2}$ ga teng qabul qilish mumkin. Birinchi taqribiy aniqlangandan keyin konussimonlikni kompensatsiyalash nuqtai nazardan λ_0 , H_{bosh} , l_1 optimal parametrlarini izlash vazifasini EHM da amalga oshirish oson bo'ladi.

14.8. Kolonka va halqali planka uzellarini loyihalash

O'rash mexanizmining uzal va detallarini bevosita loyihalashga kirishishdan avval mexanizmning har qanday tanlangan kesimida kuch, kuchlanish yoki deformatsiyani aniqlash kerak. Uni har doim yetaklanuvchi zvenodan boshlanadi. O'rash mexanizmining bunday zvenosi bo'lib halqali plankalarning kolonkalari va ip yo'naltirgichlarning kolonkalari hisoblanadi. Halqali plankaning kolonkasiga (14.14-rasm) quyidagi kuchlar ta'osir qiladi:

G - halqali planka va unga mahkamlangan barcha detallarning og'irlik kuchlarini hisobga olgan xoldagi bitta kolonkaga to'g'ri keluvchi og'irlik kuchi;

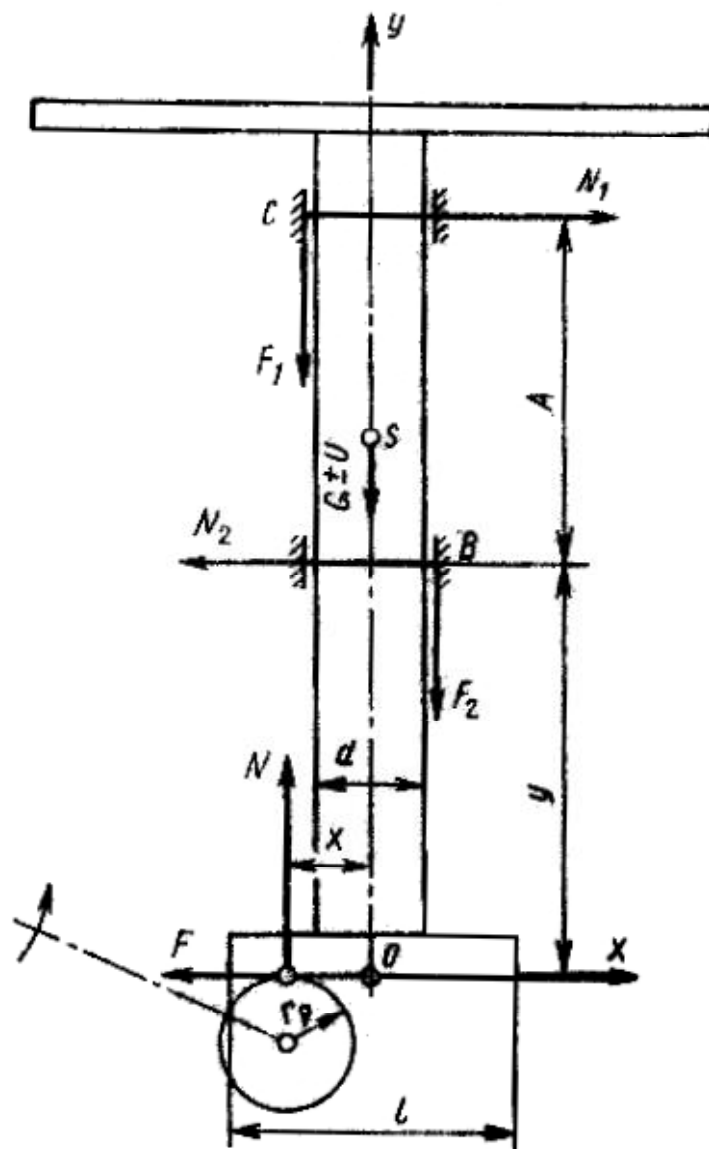
U - inertsia kuchi;

N_1 , N_2 - kolonka tayanchlaridagi normal reaksiyalar;

F_1 , F_2 - kolonka tayanchlaridagi sirpanishdagi ishqalanish kuchi;

N - rolik va kolonkaning boshmog'ü o'rtasidagi normal bosim;

F - dumalashdagi ishqalanish kuchi.



14.14-rasm. Kolonkaga ta'osir qiluvchi kuchlar.

Dalamber printsipli asosida kalonka ko'tarilishidagi muvozanat tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0; \quad N_2 - N_1 + F = 0; \\ \sum F_y &= 0; \quad N - (G \pm U) - F_1 - F_2 = 0; \end{aligned} \quad (14.25)$$

$$\sum M_B = 0; \quad N \left(x + \frac{d}{2} \right) - (G \pm U) \frac{d}{2} - F_1 d + N_1 A + F \cdot y = 0,$$

bu yerda $F = \frac{N \cdot k}{r_p}$ (bunda k - dumalashdagi ishqalanish koefitsienti, toblangan poʻlatdan tayyorlangan rolikning choʻyanda dumalashdagi ishqalanishi uchun $k = 0,001$ sm);

$$U = \frac{G}{g} a \quad (\text{bunda } a \text{ } \ddot{n} \text{ kolonkaning tezlanishi});$$

$F_1 = N_1 f$ (bunda f - sirpanishdagi ishqalanish koefitsienti, quruq xolatda poʻlat bilan poʻlat yoki choʻyan uchun $f = 0,15 \div 1,18$);

$$F_2 = N_2 f;$$

A $\ddot{n}$ kolonkalarining tayanchlari orasidagi masofa;

x - boshmoqning rolikdagi kontakt nuqtasi va kolonka oʻqi orasidagi masofa.

Tenglamalarning birgalikdagi yechimi quyidagini beradi:

$$N = \frac{(G \pm U)A}{A - 2f \cdot x - \frac{k \cdot f}{r_p}(A + 2y - f \cdot d)}. \quad (14.26)$$

Olingan ifodadagi xosil qiluvchi

$$\frac{k \cdot f}{r_p}(A + 2y - f \cdot d)$$

A kattalikka nisbatan juda ham kichik, shuning uchun amaliy hisoblashlarda soddalashtirilgan formuladan foydalanish mumkin boʻladi (agar inertsia kuchi G ning 5 % idan kichik boʻlsa, undan hisoblashlarda foydalanmasa boʻladi).

$$N \approx \frac{(G \pm U)A}{A - 2f \cdot x}; \quad F \approx \frac{(G \pm U)A \frac{k}{r_p}}{A - 2f \cdot x};$$

$$N_1 \approx N_2 \approx \frac{(G \pm U)x}{A - 2f \cdot 2}. \quad (14.27)$$

(14.27) formulalardagi óplyusô ishorasi inertsiya kuchi pastga yoñalganda, óminusô ishorasi esa inertsiya kuchi yuqoriga yoñalgan boñsa qabul qilinadi. Kolonkaning pastga tushishida uni harakatlantiruvchi kuch boñib ogörlik kuchi G hisoblanadi. Bunday xolda (14.26) formula quyidagi koörinishga ega boñadi:

$$N \approx \frac{(G \pm U)A}{A + 2f \cdot x}; \quad F \approx \frac{(G \pm U)A \frac{k}{r_p}}{A + 2f \cdot x};$$

$$N_1 \approx N_2 \approx \frac{(G \pm U)x}{A + 2f \cdot 2}. \quad (14.28)$$

Olingan formulalarni tadqiq qilish shuni koörsatadiki, kolonkani koötarişda nazariy jihatdan uning öz-oözidan tormozlanishi yuz berishi mumkin. Bu quyidagi xolatda roöy berishi mumkin:

$$A - 2f \cdot x = 0, \text{ yaöni } x_{kr} = \frac{A}{2f}.$$

Quruq ishqalanishda $f = 0,15 \div 1,18$. Agar $A = 150$ mm boñsa, $x_{kr} = 500$ mm boñadi. Haqiqatda esa x_{kr} hech qachon 20 mm dan oshmaydi. Biroq, amalda tayanchning qiyshiqqligi, ishlov berishda yoki tayanchlarning ifloslanishidan kolonka shaklining buzilishi sababli kolonkaning tiralib qolishi uchraydi. Ip yoñaltirgichlarning kolonkalarini hisoblash halqali plank kolonkasini hisoblashga oöxshab amalga oshiriladi.

Koötariş richagining kolonka va tortqilarini hisoblash. Koötariş richagiga (14.15-rasm) quyidagi kuchlar taösir qiladi:

$2N_0$ - ip yoñaltirgich kolonkalaridan richagga normal bosim kuchi;

$2N$ - halqali plankalaridan richagga normal bosim kuchi;

$2F_0 - 2N_0$ kuch taösiridagi dumalashdagi ishqalanish kuchi;

$2F - 2N$ kuch taʼsiridagi dumalashdagi ishqalanish kuchi;

$2G_1$ - kolonkalarni koʻtaruvchi yelkalarning ogʻirlik kuchi;

G_2 - koʻtarish richagi yetaklovchi yelkasining ogʻirlik kuchi;

Q - muvozanatlovchi prujinadan CE richagga tushuvchi kuch;

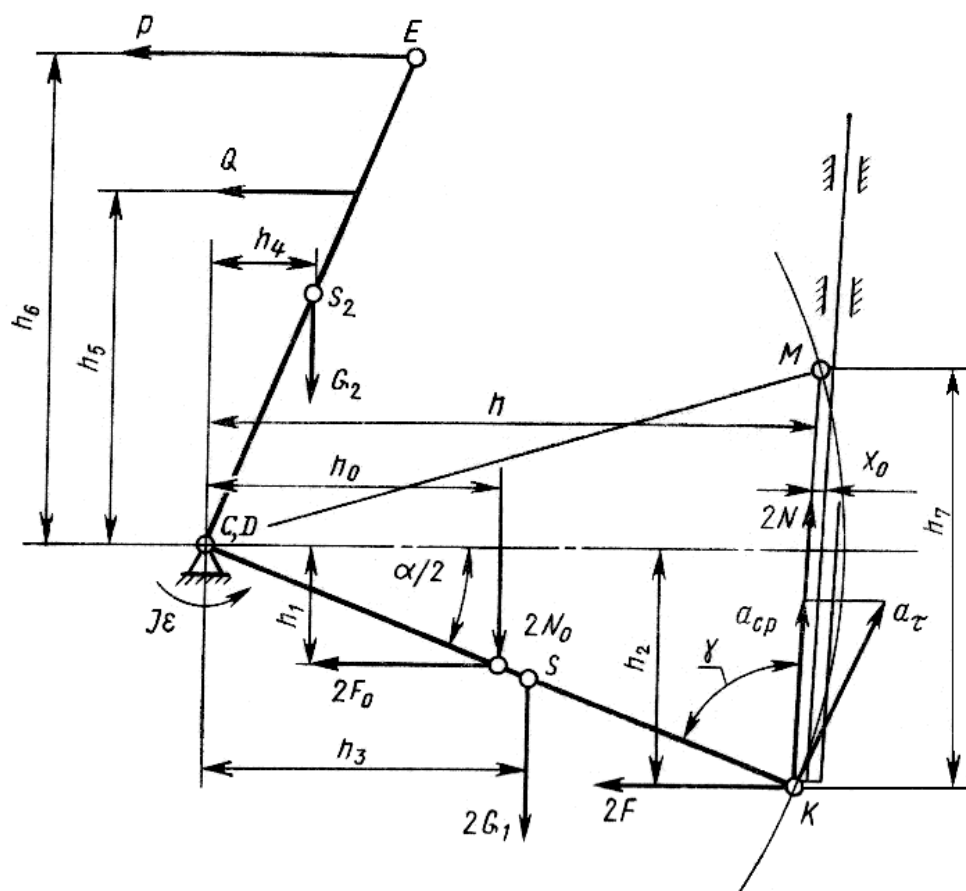
R_C, R_D - C va D tayanchlardagi reaksiyalar;

$M = J \cdot \varepsilon$ - inertiya kuchining momenti;

J - aylanuvchi CD oʻqi atrofidagi inertiya massasining momenti;

ε - koʻtarish richagining burchak tezlanishi;

P - tortqidagi kuch (zanjirning tortishi).



14.15-rasm. Muvozanatlagich richagiga taʼsir qiluvchi kuchlar.

Birinchi yaqinlashuvda kinematik juftliklardagi ishqalanishni hisobga olmaymiz, bu P kuchni aniqlashga imkon beradi.

Yuqorida qayd qilib o'tilgan barcha kuchlar parallel tekisliklarda ta'osir ko'rsatadi.

Muvozanat tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\sum M_{CD} = 0;$$

$$2N_0h_0 + 2N \cdot h + 2F_0h_1 + 2F \cdot h_2 + 2G_1h_3 \pm G_2h_4 - Q \cdot h_5 \pm J \cdot \varepsilon - P \cdot h_6 = 0.$$

Kolonka ko'tarilishining boshida P kuch maksimal qiymatga ega bo'ladi:

$$P = \frac{2N_0h_0 + 2N \cdot h + 2F_0h_1 + 2Fh_2 + 2G_1h_3 + G_2h_4 + J \cdot \varepsilon - Q \cdot h_5}{h_6}. \quad (14.29)$$

Hisoblashlarni soddalashtirish uchun barcha kuchlar bitta tekislikda ta'osir qiladi deb qabul qilamiz. Unda

$$\sum \bar{F} = 0; \quad 2\bar{N}_0 + 2\bar{N} + 2\bar{F}_0 + 2\bar{F} + 2\bar{G}_1 + \bar{G}_2 + \bar{Q} + \bar{P} + 2\bar{R}_{C(D)} = 0.$$

Kuchning planini tuzishda C va D tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlaymiz (aslida $R_C > R_D$, biroq ularning yig'indisi $2R_{C(D)}$ ga teng).

$2R_{C(D)}$ kuchlar ma'lum deb hisoblab, C va D tayanchlardagi ishqalanish kuchini hisobga olgan xolda P kuchni aniqlash mumkin bo'ladi (ikkinchi yaqinlashuv):

$$\sum M_{CD} = 0;$$

$$2N_0h_0 + 2N \cdot h + 2F_0h_1 + 2F \cdot h_2 + 2G_1h_3 \pm G_2h_4 - Q \cdot h_5 \pm J \cdot \varepsilon + 2R_{C(D)} f \cdot r - P \cdot h_6 = 0. \quad (14.30)$$

bu yerda r - C va D tayanchlardagi tsapfaning radiusi;

f - C va D tayanchlardagi sirpanishdagi itshqalanish koeffitsienti;

P - halqali plankalar kolonkalari bitta juftligidagi tortish kuchi.

Burchak tezlanishi ε ning kattaligi va yo'nalishini ko'tarish richaglarining har qanday nuqtalari uchun

analitik yoki grafik yoʻl bilan tezlik va tezlanishlar planini qurish mumkin. Analitik usulning mohiyati quyidagidan iborat. Kolonkaning quyi xolatidagi harakatlanishi yoʻnalishining oʻzgarish momentidagi oʻrtacha tezlanishini quyidagi formula yordamida aniqlaymiz:

$$v_{o'r} = \frac{\Delta v}{t_{alm}} = -\frac{v_p + v_0}{t_{alm}},$$

bu yerda Δv - halqali planka tezligigining oʻsishi;

t_{alm} - halqali plankaning harakatlanish yoʻnalishining almashinish vaqti.

Ushbu momentda koʻtarish richagining oʻqi kolonkaning oʻqiga nisbatan maʼlum bir γ burchak ostida yotadi, shuning uchun kolonka boshmogʻaga taʼsir qiluvchi rolik markazining tangentsial tezlanishi quyidagiga teng boʻladi:

$$a_\tau = -\frac{a_{o'r}}{\sin \gamma}.$$

a_τ ni bilgan xolda, quyidagini aniqlaymiz:

$$\varepsilon = -\frac{a_\tau}{l} = -\frac{a_{or}}{l \cdot \sin \gamma},$$

bu yerda l - yelkaning uzunligi.

óMinusô ishorasi kolonkaning harakat yoʻnalishiga burchak tezlanishining yoʻnalishi qarama-qarshi ekanligini koʻrsatadi. Koʻtarish richagining yetuklovchi yelkalari mashinaning butun uzunligi boʻyicha oʻtuvchi umumiy tortqi bilan sharnir yordamida tutashgan boʻladi. Bitta koʻtarish richagidan ikkinchi koʻtarish richagiga oʻtishda tortish kuchi sakrashsimon tarzda oʻzgaradi. Uning yetaklovchi tomonidagi kuch barcha kolonkalarining algebrik yigʻindisi P_l ga teng boʻladi:

$$Q_1 = k_1 P + k_2 P_{ip,yo'n}, \quad (14.31)$$

bu yerda k_1, k_2 - halqali plankalar va ip yoʻnaltirgichlarning kolonkalar juftliklarining soni;

$P_{ip,yo`n}$ - ip yoʻnaltirgich kolokalari juftliklarining bittasidagi kuch.

Tortish kuchlanishi quyidagicha:

$$\sigma = \frac{Q_1}{S},$$

bu yerda S - tortqining xavfli joyidagi koʻndalang kesim maydoni.

Koʻtarish richagining ishlashini yengillashtirish uchun, yaʼni N kuchni (14.14-rasmga qarang) kamaytirish uchun x ni kamaytirishga harakat qilish kerak. Biroq, x ni kamaytirish koʻtarish richagining uzunligini keskin oshishiga olib keladi. Kulachok profili oʻrash jarayonida oʻzgarmaydi, halqali plakaning xolati esa oʻzgaradi. Shuning uchun kalavaning belgilangan strukturasi va shaklini taʼminlash uchun koʻtarish richagining uzunligini quyidagi nisbat boʻyicha tanlash tavsiya qilinadi (14.15-rasmga qaralsin):

$$l = CK = (1,25 \div 1,5) H_{um},$$

bu yerda H_{um} - oʻramning maksimal balandligi.

Boshmoqdagi rolikning x chekka xolatini quyidagi tenglama yordamida aniqlash mumkin:

$$2x = \frac{H_{um}}{2 \sin \alpha} (1 - \cos \alpha),$$

yoki $\alpha = 0,366 \div 0,410$ radianda $x = 0,05 H_{um}$.

Boshmoq uzunligining kafolatlangan kattaligini hisobga olgan xolda quyidagiga teng boʻladi:

$$l_b = 2x + 15 \text{ mm} = 0,1 \cdot H_{um} + 15 \text{ mm}.$$

Kolonkaning diametrini xavfli kesimida ezilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish va ruxsat etilgan egilish shartidan kelib chiqqan xolda aniqlash maqsadga muvofiq boʻladi.

14.9. O'rash richagi-kulachok yig'ama birligini loyihalash

O'rash mexanizmiga ikkinchi tizim osti sifatida kiruvchi kulachokli mexanizmni loyihalashda uning uzunligini mashinaning boshqa uzellarining uzunliklarini tegishli o'zgartirishlarsiz o'zgartirib bo'lmaganligi uchun, uni *berilgan shart* deb ataymiz (fazali burchaklar, turtkichning surilishi yoki shayinning burilish burchagi). Shuningdek, berilgan shartlarga shayinning harakatlanish qonuniyatini hamda zanjirni qisqartirish va halqali plankanining avtomatik tushirish mexanizmlarining uzal va detallari joylashadigan o'rash richagi (shayin) ning uzunligini kiritamiz. Mavjud tavsiyalar yoki loyihalash tajribalari asosida tanlangan kattaliklar (kuch burchaklari, kontakt kuchlanishlar, materiallar va h.k.) *berilgan tavsiflar* deb ataladi. Aksariyat xollarda berilgan shart mexanizmining parametri bo'lib, berilgan tavsiflar esa ma'dum va noma'dum parametrlarning murakkab funktsiyasi bo'lib hisoblanadi.

O'rash mexanizmining tarkibiga kirgan yassi kulachokli mexanizm uchun talablarni ko'rib chiqamiz (14.12-rasm).

1. Halqali plankani ko'tarishga ϕ_1 va tushirishga to'g'ori keluvchi ϕ_2 fazali burchaklarni quyidagi nisbat yordamida aniqlanadi:

$$\phi_1 + \phi_2 = 2\pi; \quad \frac{\phi_1}{\phi_2} = \frac{t_k}{t_t},$$

bu yerda t_k va t_t - halqali plankaning ko'tarilish va tushish vaqti.

Ushbu kattaliklar halqali plankaning bitta yo'nalishida haravatlanishidagi o'raladigan ipning miqdorini aniqlaydi.

2. Shayinning harakatlanish qonuniyatini berilgan shart deb hisoblash kerak va uni halqali plankaning zarur boʻlgan harakatlanishidan kelib chiqib aniq aniqlanadi.

3. Markazlari masofa L (kulachokning aylanish oʻqidan shayinning burilish oʻqi shrtasidagi masofa) aksariyat xollarda izlayotgan kattalik boʻladi va kuchning berilgan maksimal burchagini hisobga olgan xolda aniqlanadi.

4. Kulachokning amaliy profilining minimal radiusi $r_{\min}$ mavjud tavsiyalar asosida aniqlanadi:

$$r_{\min} = \frac{d}{2} + (10 \div 15) \text{ mm},$$

bu yerda d - oʻrash kulachogi mahkamlanadigan valning diametri.

5. Koʻtarishda va tushirishda yetaklanuvchi zvenoning maksimal bosim burchaklari yoʻnaltiruvchining reaksiyalariga taʼsir qiladi. Konstruktiv oʻlchamlariga, taʼsir qiluvchi kuchlarning kattaliklari, sirlarning aniqligi va ishlov berish gʻadir-budirligi, materiali, moylash sharti va belgilangan uzoq muddat ishlashiga bogʻliq ravishda koʻtarishda bosimning maksimal burchagi quyidagi oraliqda tanlanadi:

$$\gamma_{\max} = 30 \div 45^\circ.$$

6. Rolikning maksimal radiusi R_r bir necha kulachokli mexanizmlar roligi oʻqining oʻlchami yoki roliklarning unifikatsiyasining bogʻliq ravishda oʻzgaradigan mustahkamligi bilan shartlangan. Amaliy hisoblashlarda quyidagicha qabul qilinadi:

$$R_r = 0,4r_0,$$

bu yerda r_0 - kulachokning nazariy profilining minimal radiusi.

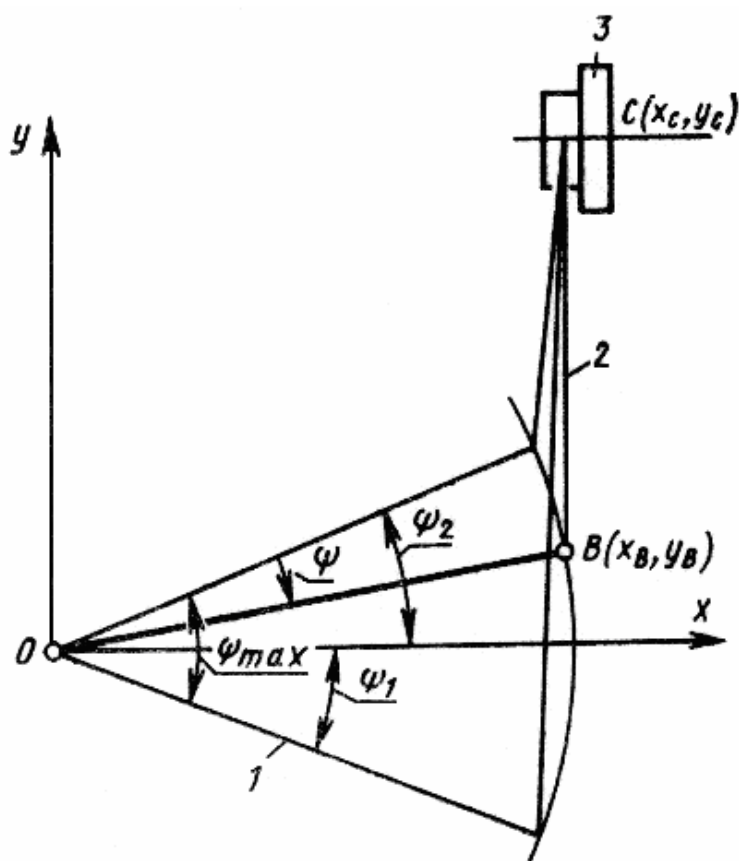
Bunda $r_0 = r_{\min} + R_r$ ekanligini hisobga olish kerak.

7. Mexanizmning qisilib qolish imkoniyatini kamaytirish uchun shayinning ko'tarilishida kulachok va shayin qarama-qarshi tomonga aylanishini ta'minlaydigan qilib kulachokning aylanish yo'nalishini tanlash tavsiya qilinadi.

Halqali mashinaning kalavasiga ipni o'ralishini ta'minlash uchun ip yo'naltirgich ma'dum bir qonuniyat bo'yicha siljishi kerak. Konussimon o'rashda ip yetaklagichning siljishi, tezligi va tezlanishini (14.10), (14.11) tenglamalar bo'yicha ifodalanadi. O'rash mexanizmining tarkibiga kirgan shayinning harakatlanish qonuniyatini kulachokli mexanizmni loyihalashdan avval halqali plakaning belgilangan qonuniyat bo'yicha harakatlanishini o'rash mexanizmi qat'iy ravishda ta'minlashi kerakligidan kelib chiqqan xolda aniqlab olish kerak bo'ladi. Shayinning harakatlanish qonunini aniqlash uchun boshlag'ich O nuqtaga ega bo'lgan (14.16-rasm) to'g'ri to'rt burchakli xOy koordinatalar sistemasida OB o'rash richagining siljishini ko'rib chiqamiz. Bunda $B(x_B, y_B)$ nuqtani o'rash mexanizmining keti deb hisoblaymiz va u O nuqtaning atrofida burilishini, ψ_1 va ψ_2 burchakka Ox o'qidan og'ishini bilamiz, chunonchi

$$\psi_1 + \psi_2 = \psi_{\max},$$

bu yerda $\psi_{\max}$ - o'rash richagining maksimal qulochi.



14.16-rasm. Zanjirli o'rash mexanizmining sxemasi:

1 ñ o'rash richagi; 2 ñ zanjir; 3 ñ pog'onalni blok.

Odatda

$$\psi_1 = \psi_2 = \frac{\psi_{\max}}{2}.$$

Ushbu koordinatalar sistemasida pog'onalni blok 3 dan tortqi zanjirining chiqish nuqtasi $C(x_C, y_C)$ ni qo'zg'almas deb, B va C nuqtalar oralig'idagi tortqi zanjirining qismini to'g'ri chiziqli kesim deb hisoblaymiz. Odatda x_C koordinatani o'rash richagining uzunligida tanlanadi: $x_C = OB$. B va C nuqtalarning koordinatalarini bilgan xolda ushbu nuqtalar orasidagi masofa (tortqi zanjirining uzunligi l_T) ni aniqlash mumkin:

$$l_T = \sqrt{(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2}.$$

(14.32)

O'rash richagining yuqorigi chetki xolatiga to'g'ri kelevchi zanjirning boshlang'ich uzunligi l_0 ni (14.32)

tenglamaga x_B va y_B nuqtalarning koordinatalarini qoʻyib aniqlaymiz:

$$x_B = OB \cos \frac{\psi_{\max}}{2}; \quad y_B = OB \sin \frac{\psi_{\max}}{2};$$

unda

$$l_0 = \sqrt{OB^2 \left(1 - \cos \frac{\psi_{\max}}{2}\right)^2 + \left(y_C - OB \sin \frac{\psi_{\max}}{2}\right)^2}, \quad (14.33)$$

tortqi zanjirining maksimal uzunligi esa

$$l_{\max} = \sqrt{OB^2 \left(1 - \cos \frac{\psi_{\max}}{2}\right)^2 + \left(y_C + OB \sin \frac{\psi_{\max}}{2}\right)^2}. \quad (14.34)$$

B nuqta OB radiusli aylananing yoyi boʻyicha harakatlanadi. (14.32) tenglamaga $x_B = \sqrt{OB^2 - y_B^2}$ ni qoʻyib, almashtirishlardan keyin quyidagini aniqlaymiz:

$$y_B = \frac{b + \sqrt{b^2 - ac}}{a}, \quad (14.35)$$

bu yerda $a = 4OB^2 + 4y_C^2$;

$$b = 2y_C l_T^2 - 4y_C OB^2;$$

$$c = l_T^4 + y_C^4 - 4OB^2 l_T^2 - 2y_C^2 l_T^2 + 4y_C^2 OB^2.$$

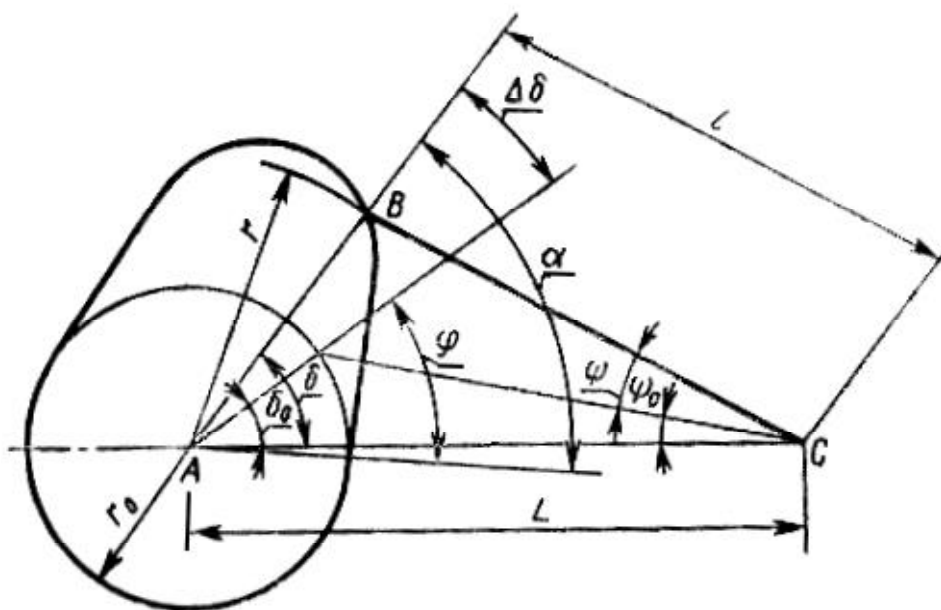
(14.35) ifoda tortqi zanjirining uzunligi l_T ga bogʻliq ravishda y_B koordinatalarining qiymatini aniqlaydi.

O oʻqi atrofida OB oʻrash richagining burilishida blok 3 dan tortqining zanjiri maʼlum uzunlikda chuvalashadi yoki unga oʻraladi. Natijada ip yetaklagich siljiydi. Oʻrash shartidan kelib chiqib tortqi zanjirining uzunligi quyidagi tarzda oʻzgarishi kerak:

ip yetaklagichning koʻtarilishida $l_T = l_0 + \Delta l$;

ip yetaklagichning tushishida $l_T = l_{\max} - \Delta l$,

bu yerda Δl - kulachokning bir marta aylanishida blok 3 ga oʻralgan zanjirning uzunligi.



14.17-rasm. Chayqaluvchi shayinli kulachokli mexanizmning sxemasi.

Agar o'rash mexanizmi zanjirli ko'targichli ip yetaklagichga ega bo'lsa kulachokning bir marta aylanishida blok 3 ga o'raladigan zanjirning uzunligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta l = \frac{rR_1}{RR_2} y, \quad (14.36)$$

bu yerda r , R , R_1 , R_2 - bloklarning radiuslari (14.17-rasmga qarang);

y - ip yetaklagichning siljishi.

Richag-zanjirli o'rash mexanizmlari uchun dastlab bloklar markazining koordinatalari x_s va y_s ga (14.12-rasmga qarang) tegishli bo'lgan ip yetaklagichning siljishi y ni hisoblash kerak:

$$\begin{aligned} x_s &= \pm \sqrt{l_1^2 - y_s^2}; \\ y_s &= l_1 \sin \left(\varphi - \arcsin \frac{H_{bosh} + r_l - y}{l} \right). \end{aligned} \quad (14.37)$$

x_s va y_s ga to'g'ri keluvchi elastik tutashma (zanjir) L_y uzunligini (14.20) tenglama yordamida aniqlash

mumkin. R_2 radiusli blokka oʻralgan zanjirning uzunligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta l = \frac{(L_0 - L_y)R_2}{R},$$

bu yerda L_0 - ip yetaklagichning boshlangʻich xolatidagi ($y = 0$) zanjirning uzunligi;

R, R_2 - ikki pogʻonali blokning radiuslari.

Shunday qilib, shayin ogʻashining burchagi ψ ning oʻzgarish qonuniyatini va kulachokning boshlangʻich radiusiga toʻgʻri keluvchi chetki xolatidan shayin ketining siljishi S ni aniqlash uchun barcha maʼlumotlarga egamiz:

$$\psi = \frac{\psi_{\max}}{2} - \arcsin \frac{y_B}{OB}; \quad S(t) = \psi(OB), \quad (14.38)$$

bu yerda OB - shayinning uzunligi.

Bundan tashqari, shayinning tezligi va tezlanishini yoki shayinning harakatlanish funktsiyasi $S(t)$ ning birinchi $S'(t)$ va ikkinchi $S''(t)$ xosilalarini bilish kerak boʻladi. $S'(t)$ va $S''(t)$ xosilalarini aniqlash uchun differentsiallashtirishning sonli usulidan ratsional foydalaniladi. Kulachokli mexanizmni sintezlashda ip yetaklagichning siljishi y ni vaqtning funktsiyasi emas, balki kulachokning burilish burchagi φ ning funktsiyasi sifatida qarash qulay boʻladi:

$$y = \frac{R_0}{\operatorname{tg} \alpha} - \sqrt{\frac{R_0^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{C \cdot \varphi}{\operatorname{tg} \alpha}}, \quad (14.39)$$

(14.10) tenglamani keltirib chiqarishda ayrim cheklanishlar qabul qilinganligi uchun oʻzgarmas C ning kattaligini

$$\begin{aligned} y &= H_k; \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{R_0 - r}{H_k}; \\ C_{k.t.} &= \frac{(R_0 - r)H_k}{2t_{k.t.}} \end{aligned}$$

qiymatlar berib bilvosita usulda aniqlash maqsadga muvofiq boʻladi (bu yerda t_k (koʻtarish vaqti) va t_t (tushirish vaqti) hisobiy qabul qilinadi).

l, L, r_0 (14.17-rasm) parametrlarning nisbati kulachokli mexanizmdagi ψ ning oʻzgarish tavsifini va bosimning maksimal burchaklarini aniqlaydi. Shayinning uzunligi l odatda oʻrash mexanizmini loyihalashda konstruktiv nuqtai nazardan berilgan boʻlib hisoblanadi.

Egri chiziqli dasturlash nuqtai nazardan kulachokli mexanizmni sintezlashda bosim burchagini hisobga olgan xolda tegishli cheklovlar bilan ikkita nomaʼlum (r_0 va L) larni aniqlashdan iborat boʻladi. l, L, r_0 parametrlarning qiymatlarini konstruktiv mushoxadalar va loyihalashning mavjud tajribalari asosida tanlanganda bosimning haqiqiy burchaklarining qiymatlarini tekshirish uchun hisoblash ishlarini amalga oshirish kerak. Shayinning siljish qonuniyati $S(\varphi)$ ni va unga tegishli boʻlgan $S'(\varphi)$ va $S''(\varphi)$ qonuniyatlarini hamda kulachokli mexanizmning asosiy parametrlari (l, L, r_0, R_r) ni aniqlangandan keyin radius-vektorlar va ularga tegishli boʻlgan kulachok profilining qutb burchaklarini hisoblanadi. Richag-zanjirli oʻrash mexanizmining uzatmalar soni oʻzgarmasligini hisobga olib $y = H_{bosh}$ (14.12-rasmga qarang) boʻlganda OD richagning oʻrta xolati uchun kulachokning profilini shakllantirish kerak. Bunday xolatda oʻrash kulachogining taʼsiri ostida halqali plankaning qulochi H ni (14.18) tenglama boʻyicha aniqlash mumkin boʻladi.

Chayqaluvchi rolikli shayinli kulachokli mexanizmga tegishli boʻlgan kulachokning nazariy profilining koordinatalarning qutbli sistemasida koʻrib chiqamiz (14.17-rasm). Shayin $BC = l$ markazning chiziqlari $AC = L$ bilan $\psi + \psi_0$ burchakni tashkil qiladi, bu yerda

$$\psi_0 = \arccos \frac{l^2 + L^2 - r_0^2}{2 \cdot l \cdot L};$$

$S(\varphi)$, ψ kattaliklarni (14.38) formula yordamida aniqlanadi.

Unda nazariy profilning radius-vektori quyidagicha aniqlanadi:

$$R_{NAZ} = \sqrt{l^2 + L^2 - 2 \cdot l \cdot L \cdot \cos(\psi_0 + \psi)}. \quad (14.40)$$

Radius-vektorga to'g'ri keluvchi qutbli burchak va fazali burchak ς bir-biri bilan teng emas va ular $\Delta\delta = \delta - \delta_0$ kattalikka farq qiladi, bu yerda

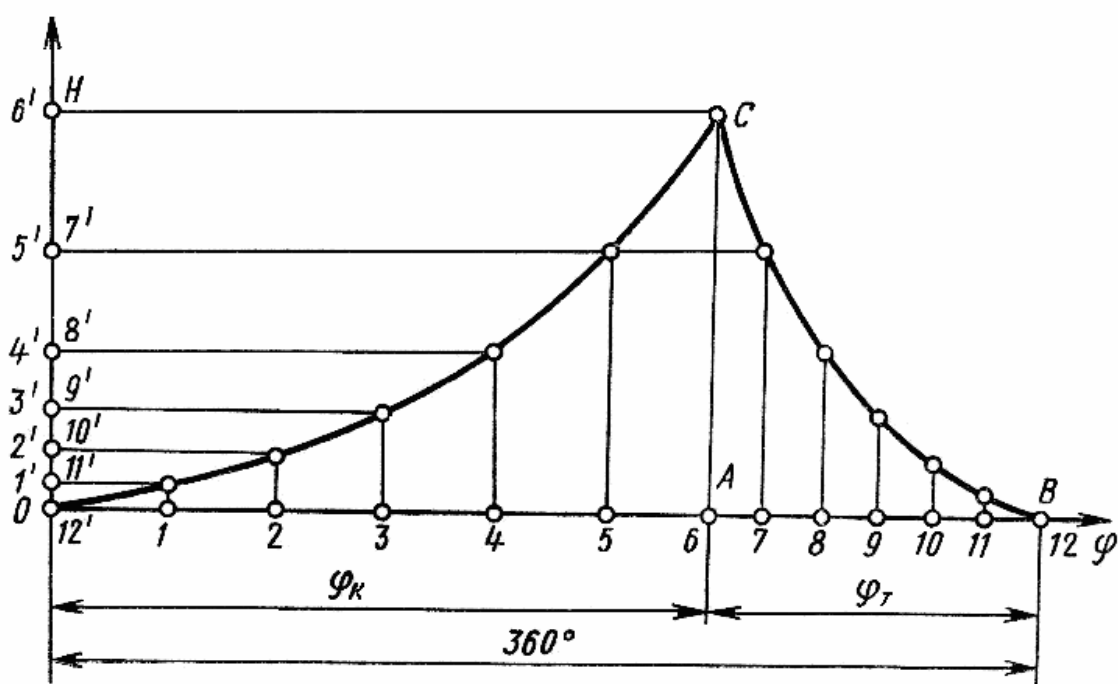
$$\delta_0 = \arccos \left(\frac{r_0^2 + L^2 - l^2}{2r_0L} \right); \quad \delta = \arccos \left(\frac{(R_{NAZ})^2 + L^2 - l^2}{2R_{NAZ}L} \right).$$

Shuning uchun tegishli bo'lgan qutbli burchakni quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$\alpha_{NAZ} = \varsigma + \Delta\delta.$$

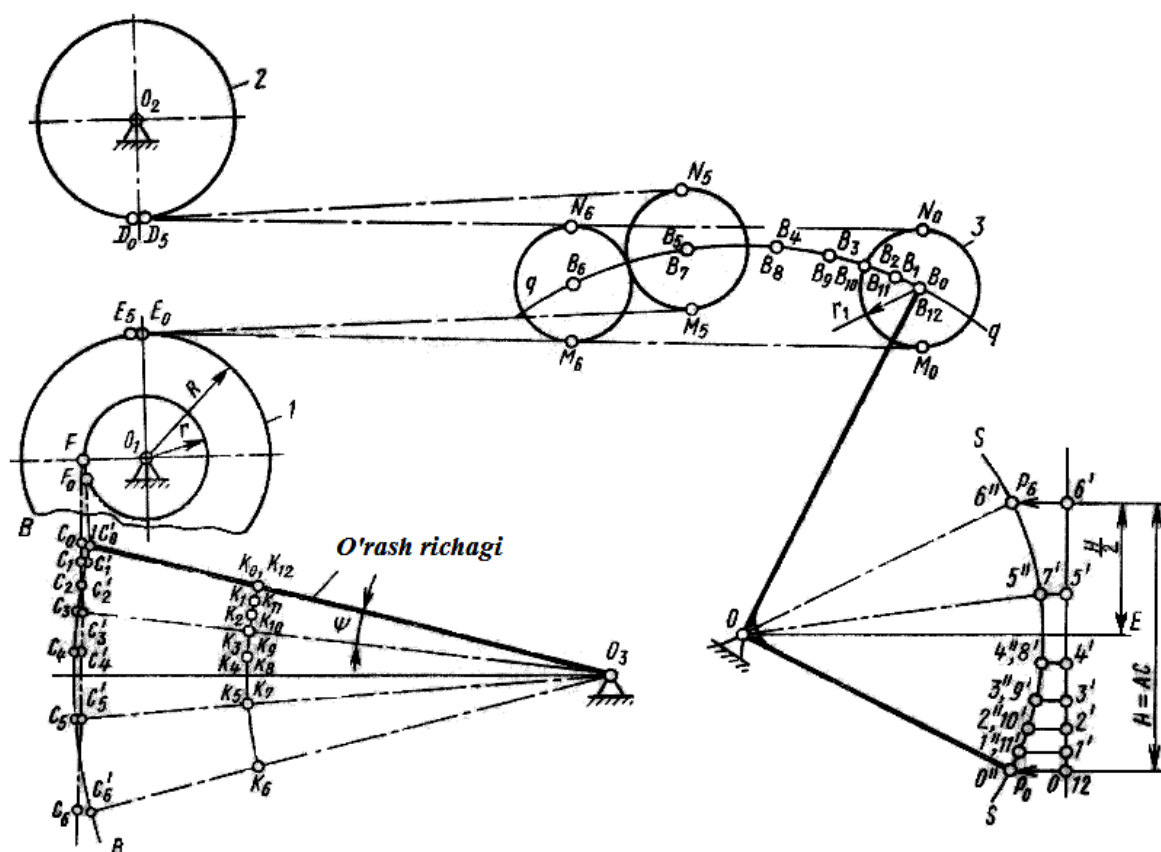
Ma'lumki, kulachokning amaliy va nazariy profilini xosil qiluvchi chiziqlar ekvidistantli bo'lib hisoblanadi. Bu rolikning radiusi R_r ga teng bo'lgan masofada tegishli normallar bo'yicha nuqtalarda bitta profilning nuqtalari turishini bildiradi. Agar kulachokning ekvidistantli profilini hisoblash (andozalar tayyorlash, nazorat qilish, o'lchash va h.k.) zarur bo'lsa, unda mavjud algoritm va usullardan foydalanish mumkin.

O'rash mexanizmini grafik usulda loyihalash. Konussimon o'rashda ip yetaklagich harakatlanishining qonuniyatini (14.31) tenglama yordamida ifodalanadi, u grafik ko'rinishda 14.18-rasmda keltirilgan.



14.18-rasm. Halqali plankaning harakatlanish egri chizigü.

Abtsissaning OA kesimini bir necha teng qismlarga (6 tadan 12 tagacha) ajratamiz, natijada 0, 1, 2, 3, 4, 5 va 6 nuqtalarni xosil qilamiz. Ushbu nuqtalardan OC egri chiziq bilan kesishguncha vertikkallar o'lkazamiz, keyin egri chiziqda xosil qilingan nuqtalarni ordinata o'qiga proektsiyalaymiz va $0'$, $1'$, $2'$, $3'$, $4'$, $5'$, $6'$ nuqtalarni olamiz. Agar rasm 1:1 masshtabda bajarilgan bo'lsa, unda ushbu nuqtalarning har biri kattaligi bo'yicha kolonka boshmog'ining ordinatasiga vaqtga yoki kulachokning burilish burchagiga bog'liq ravishda mos keladi. Halqali plankalar ko'tarilishidagi o'rash richagining siljish qonuniyatini grafik usulda aniqlash uchun mexanizmning oraliq zvenolarining siljish qonuniyatlarini ketma-ketlikda ip yetaklagichning siljish qonuniyatiga bog'liq ravishda aniqlash kerak. Kalava tanasini o'rashga to'g'ori keladigan mexanizmning xolati uchun loyihalashni amalga oshirish kerak.



14.19-rasm. O'rash richagi roligi markazining xolatini grafik usulda aniqlash.

Avval pastki richagning P nuqtasi xolatini aniqlaymiz, buning uchun POB (14.19-rasm) richagning $s-s$ yoy bilan kesishishgacha bo'lgan yuqori xolatdagi aniqlangan nuqtalardan parallel chiziqlar o'tkaziladi. Keyin $q-q$ yoyda B nuqtalarni xolatini aniqlaymiz, bunda POB richagning bikrligini hisobga olamiz (14.19-rasmda ko'rgazmali bo'lishi uchun kinematik sxema parametrlari tasvirlari masshtablarining nisbati o'zgartirilgan). Olingan $B_0, B_1, \dots, B_6$ nuqtalardan blok radiusiga zanjir qalinligining yarmi qo'shilgan radius bo'yicha aylana va 1, 2, 3 aylanalar ga urinmalar o'tkazamiz. Natijada boshlang'ich xolat B_0 va B_5 ning joriy xolati uchun urinmalar nuqtalarini olamiz. $E_0M_0N_0D_0=l_0$ va $E_5M_5N_5D_5=l_i$ uchastkalarining uzunligini o'lchaymiz.

Ikki pogʻonali blokdan chuvatilgan zanjirning uzunligini quyidagi formula yordamida aniqlaymiz:

$$S_i = \frac{(l_0 - l_i) + E_5 E_0 - D_0 D_5}{R} r,$$

bu yerda l_0 va l_i - koʻrib oʻtilgan uchastkalarda oʻlchash orqali aniqlangan zanjirning uzunligi;

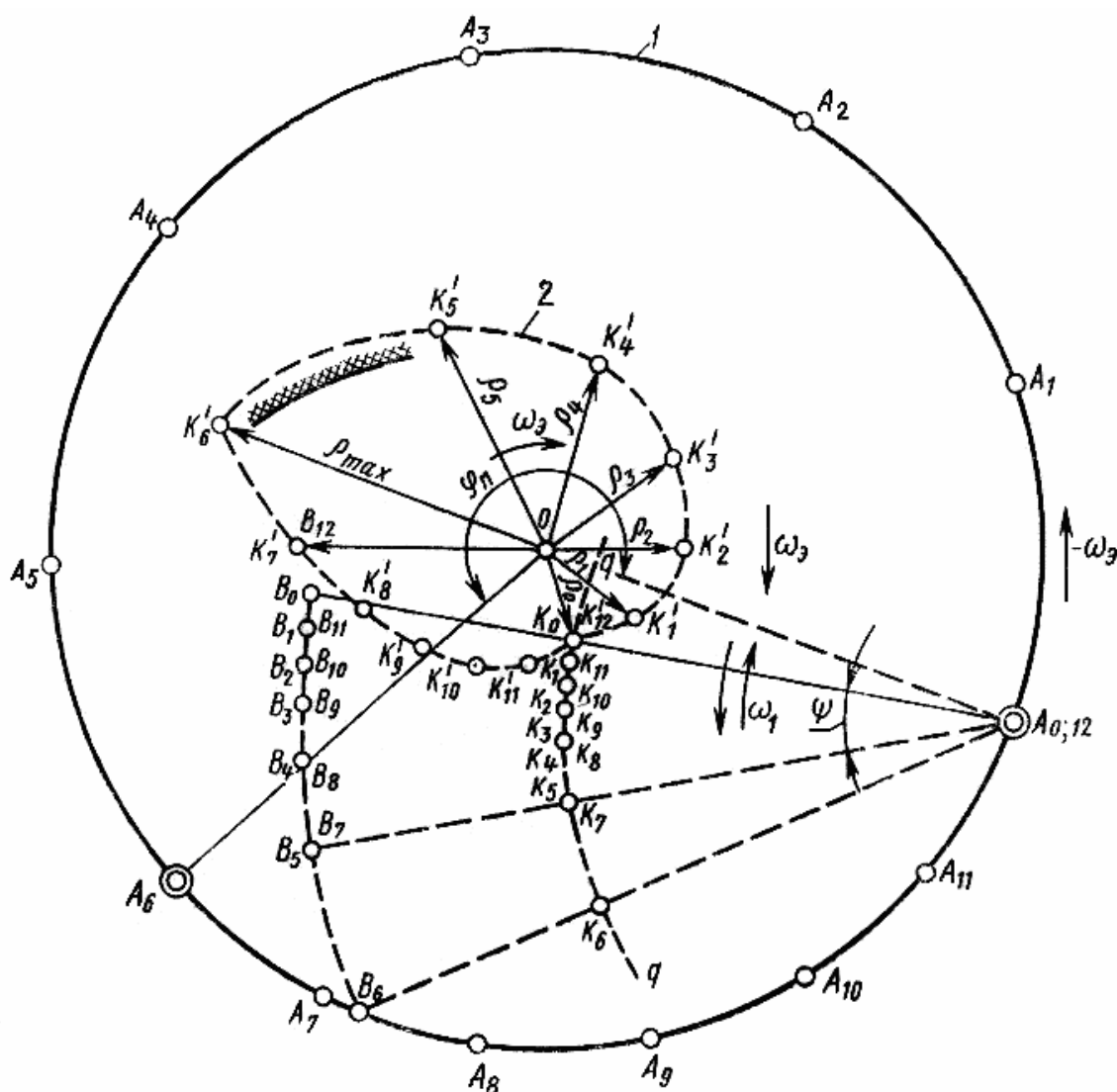
r va R - ikki pogʻonali blokning tegishli ravishda katta va kichik radiuslari.

$B_0 B_6$ yoy oʻzining xordasidan farqi 2-3 % dan ortmaganligi, blok 1 esa blok 2 va blok 3 lardan katta uzoqlikda ekanligini hisobga olsak, $E_5 E_0 = D_0 D_5$ deb qabul qilishimiz mumkin boʻladi. Unda

$$S_i = \frac{(l_0 - l_i)r}{R}. \quad (14.41)$$

Oʻz navbatida zanjirning oʻrash richagiga mahkamlanish nuqtasi C , agar oʻrash richagining chayqalish oʻqi O_3 uning oʻrtasi orqali oʻtkazilgan $C_0 C_6$ ning xordaning perpendikulyarida yotsa S_6 xordali $C_0 C_6$ yoyni xosil qiladi. Bunda O_3 oʻqni shunday joylashtirish kerakki, osma zanjir $C_0 C_6$ xordaga parallel boʻlsin va segment yoyining oʻrtasidan oʻtsin.

Oʻrash richagining boshlangʻich xolatida blok 1 dan zanjirning chiqish nuqtasini F_0 deb belgilangan, blok 1n oʻrash richagi uchastkasidagi zanjirning uzunligi esa $C_0 F_0$ ga teng boʻladi. (14.41) formula boʻyicha S_i ni aniqlaymiz va olingan kattalikni F_0 nuqtadan boshlab zanjirning boshlangʻich yoʻnalishi boʻyicha qoʻyamiz. Ushbu nuqtalarni oʻrash mexanizmining keti xosil qiladigan yoyga koʻchirib oʻtqazamiz va $C_0, \dots, C_6$ nuqtalarni xosil qilamiz. Ushbu nuqtalarni oʻrash mexanizmining aylanish oʻqi O_3 bilan birlashtirib, rolikning K markaziy xolatlarini aniqlaymiz: $k_0, \dots, k_6$. Shu usulda halqali plankani tushirishdagi markaz k ning xolatlarini aniqlanadi.



14.20-rasm. Teskari aylantirish usulida kulachok profilini qurish.

Shayinning belgilangan uzunligida, uning harakatlanish qonuniyatida va bosimning ruxsat etilgan burchagining kattaliklarida bizga maʼlum boʻlgan grafik usullar yordamida markazlararo masofa OA va kulachokning nazariy profilining minimal radiuslarini aniqlash mumkin (14.20-rasm). Oʻrash kulachogining nazariy minimal radiusini tanlashdagi birinchi yaqinlashuvda avval keltirilgan empirik formuladan aniqlash mumkin boʻladi:

$$r_0 = r_v + R_r + (10 \div 15) \text{ mm},$$

bu yerda r_v - kulachok valining radiusi.

O'rash kulachogining grafik shaklini loyihalashda nazariy profilga tegishli bo'lgan nuqtalarni teskariga aylantirish usuli yordamida aniqlaymiz (kulachokni qo'zg'almas deb, uning o'qi atrofida esa o'rash richagi kulachokning tezligi bo'yicha, biroq teskari yo'nalishda aylanadi deb hisoblaymiz). O'z navbatida, nazariy profilning izlanayotgan xolatining nuqtalari K_0A_0 va OK_i radiusli yoy bilan kesishishida yotadi (14.20-rasm).

14.20-rasmdan ko'rinib turibdiki, AO radiusli aylana 1 ni halqali plankani ko'tarish va tushirish vaqtlariga propotsional ikkita qismga bo'lish kerak bo'ladi. Keyin OA va AB kesimlarni bo'lingan songa teng sonda yoyni ham bo'lib chiqiladi (14.18-rasmga qarang). Kulachokning ishchi profilini (nazariy profil 2 ning ekvidistantlarini) qurish uchun nazariy profilda rolikning R_r radiusli markaziga ega bo'lgan yoy o'tkazamiz. Ushbu yoylar bo'yicha egiluvchi chiziq kulachokning ishchi profili bo'lib hisoblanadi. O'rash kulachoklarining grafik usulda profilini xosil qilish juda ham aniq va ko'p hajmli grafik ishlarini talab qiladi, mexanizm sxemasining masshtabini kichik olinganda qurilayotgan profilning aniqligi ham pasayadi.

14.10. O'rash richagi-kulachok uzeli kuchga tadqiq qilish

Kinematik juftliklardagi ishqalanish kuchlarini hisobga olmay rolikning kulachokka bosim kuchini birinchi yaqinlashuvni quyidagi formula yordamida aniqlanadi (14.21-rasm):

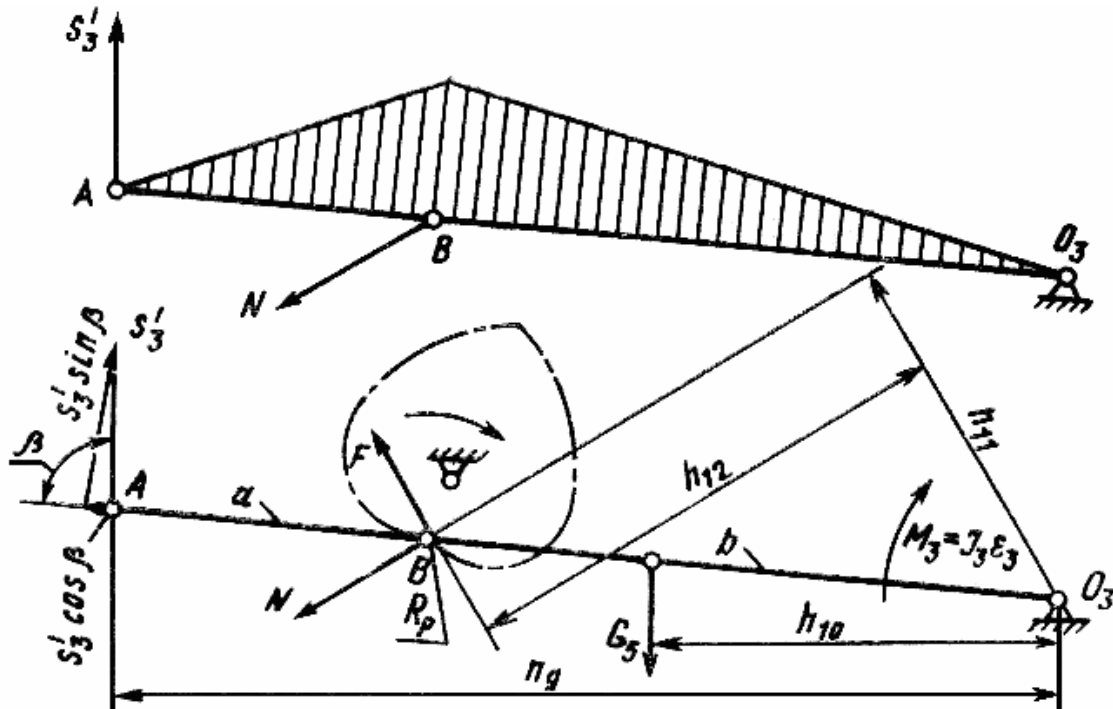
$$N = \frac{S_3 h_9 - G_5 h_{10} + J_3 \varepsilon_3}{h_{11}}, \quad (14.42)$$

bu yerda S_3 - zanjirning tarangligi;

G_5 - o'rash richagining og'irlik markazi;

J_3 - o'rash richagining o'qiga nisbatan inertsiya momenti;

ε_3 - o'rash richagining burchak tezlanishi.



14.21-rasm. O'rash richagiga ta'osir qiluvchi kuchlar.

O₃ tayanchdagi R₃ reaksiyani quyida keltirilgan tenglama bo'yicha qurilgan kuch planidan aniqlaymiz:

$$\overline{S_3} + \overline{G_5} + \overline{U_5} + \overline{N} + \overline{R_3} = 0.$$

Normal bosim kuchining ikkinchi yaqinlashuvi quyidagicha aniqlanadi:

$$N = \frac{S_3 h_9 - G_5 h_{10} + J_3 \varepsilon_3 + R_3 r_4 f}{h_{11} - \frac{h_{12} k}{R_r}}, \quad (14.43)$$

bu yerda f - dumalashdagi ishqalanish kuchi;

R_r - rolikning radiusi.

O'rash richagining rolik mahkamlangan joyiga S_3 kuch xosil qiladigan eng katta eguvchi moment ta'osir qiladi (tashkil qiluvchi $S_3 \sin \beta$ richagni egadi, tashkil qiluvchi $S_3 \cos \beta$ esa uni cho'zadi). O'z navbatida B xavfli kesimdagi maksimal kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma = \frac{S_3 AB \cdot \sin \beta}{W} + \frac{S_3 \cos \beta}{F}, \quad (14.44)$$

bu yerda W - xavfli kesimning qarshilik momenti;

F - xavfli kesimning maydoni.

Kulachokni kontakt kuchlanishiga hisoblash kerak bo'ladi.

Kulachokning rolik bilan kontakt chizig'ä bo'yicha siljishning kontakt kuchlanishi (Pa) Belyaev-Gerts formulasi bo'yicha aniqlanadi:

$$\tau = 14220 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}}, \quad (14.45)$$

bu yerda $q = \frac{N}{b}$ - kontakt yo'lining birlik uzunligiga solishtirma yuklanish (bunda b - kontakt yo'lining uzunligi);

E - kontaktlashadigan materiallarning keltirilgan elastiklik moduli;

ρ - kontaktlashadigan materiallarning kontakt nuqtasidagi keltirilgan egrilik radiusi.

SCH 18-38 markali kul rang cho'yan uchun ruxsat etilgan kontakt kuchlanishi $\tau_{rux} = (68,8 \div 78,6)$ MPa, 45 yoki 50 markali po'dat uchun $\tau_{rux} = (137,3 \div 147,1)$ MPa.

14.11. Halqali yigirish mashinalarini takomillashtirish

Halqali yigirish mashinalarini keyinga yillarda sistematik ravishda takomillashtirilib borilmoqda: cho'zuvchi asbobining quvvati oshdi; cho'zuvchi

asbobdan chiquvchi uzilgan michkalarini tutib olish jarayoni mexanizatsiyalashtirildi; ipni o'ram ostiga o'rash va kalava to'ldganda mashinani to'xtatish bo'yicha qurilma yaratildi; yigirish jarayonida ipning tarangligini rostlash avtomatlashtirildi. Bularning barchasi mashinada ishlab chiqiladigan ipning kalavasini kattalashtirishga, yigirish jarayonida ipning uzilishlar sonini kamaytirishga va urchuqning aylanishlar chastotasini 12000-13000 ayl/min gacha oshirishga imkon berdi, bunda yugurdakning aylana bo'yicha tezligi 32-34 m/s gacha yetdi. Yigirish mashinalarining tezligini yanada oshirish asosan yugurdakning halqadan chiqib ketishi natijasida ipning uzilishlar sonining keskin ko'payib ketishi sababli muvaffaqiyat keltirmadi.

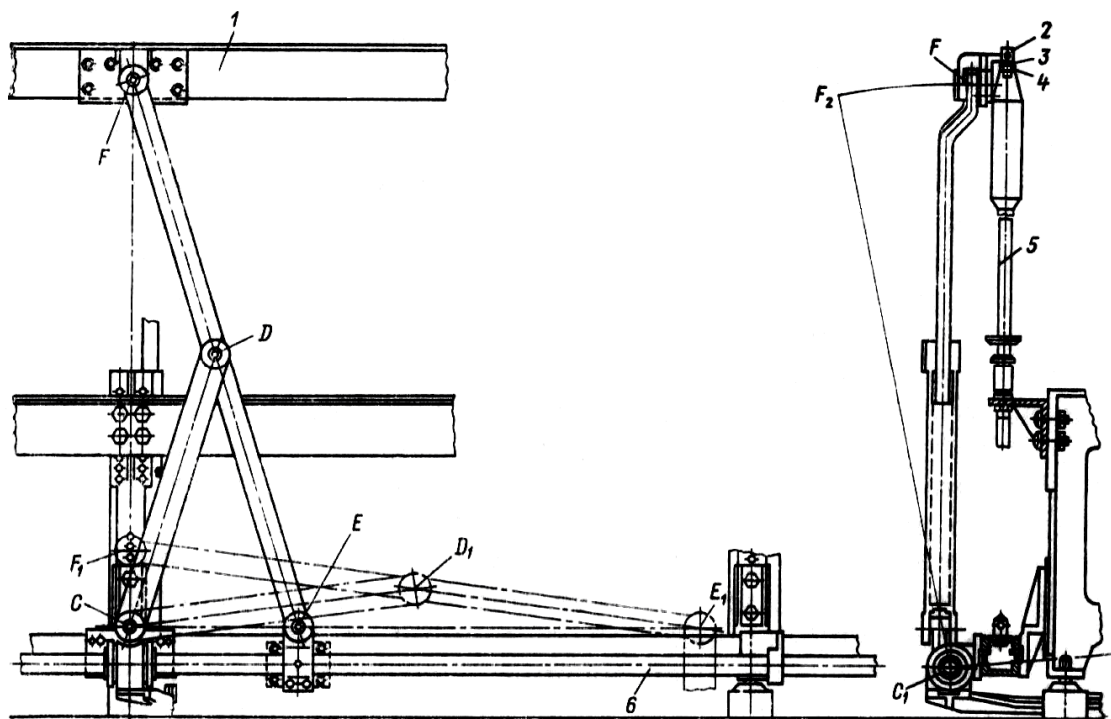
Halqali yigirish mashinalarida asosan to'ldgan kalavani dastaki usulda yechib olinadi. Hisoblashlar shuni ko'rsatadiki, halqali mashinalarda to'ldgan kalavalarni yechib olish uchun mehnat sarfi yigirish uchun sarflangan barcha mehnatning 20% ini tashkil qiladi. To'ldgan kalavalarni mashinadan yechib olish va urchuqlarga bo'sh naychalarni kiydirish jarayonini avtomatlashtirish yigirishning mehnat unumdorligini 36-40 % ga oshiradi va ko'plab yigirishchilarni bo'shatib, boshqa ishga o'tkazishga imkon yaratadi. Shuni ham ta'kidlash joizki, bunda ishchilar og'ir mehnatdan ozod qilinadi, chunki urchuqdan to'ldgan kalavani yechib olish uchun 5 N dan 60 N gacha, ayrim xollarda esa 60 N dan 150 N gacha kuch sarflashadi.

Hozirgi paytda avtoyechgichlarni yaratish bo'yicha katta ishlar amalga oshirilmoqda. Biroq, ishlab chiqarishga ularni tadbiq qilish jarayoni sust bormoqda. Buning sababi oddiy, arzon va ishonchli ishlaydigan konstruktsiyadagi avtoyechgichlar yaratishning qiyinligida. Halqali

mashinalarning avtoyechgichlarini yaratish bo'yicha ikkita yo'nalishda ishlar olib borilmoqda: urchuqdan to'lgan kalavalarni yaxlit mashina bo'yicha bir vaqtda yechib olish va bo'sh naychalarni kiydirish uchun avtoyechgichlar yaratish, mashinaning uzunligi bo'yicha ketma-ket ravishda bitta yoki bir guruh urчуqlardan to'lgan kalavani yechib olish va bo'sh naychalarni kiydirish bo'yicha kichik gabaritli avtomatlarni yaratish.

Urчуqlardan to'lgan kalavalarni yechib olish va bo'sh naychalarni kiydirish uchun avtoyechgichlarga misol tariqasida mashinaga o'rnatilgan avtomatlashtirilgan qurilmani ko'rib chiqamiz. Avtoyechgich quyidagi qismlardan tarkib topgan: mashinani bo'sh naychalar bilan ta'minlash qurilmasi; urчуqlardan to'lgan kalavalarni yechib olish va urчуqlarga bo'sh naychalarni kiydirish mexanizmi; kalava va naychalarni transportlash uchun qurilma; mashinadan kalavani olib chiqib ketish uchun qiya ko'tarish transporteri.

Avtoyechgich mustaqil elektrozanjir va ishchi elementlarga 0,63 MPa bosim ostidagi qisilgan havoni uzatishni ta'minlovchi pnevmatik tizimlarga ega bo'ladi. Avtoyechgich 27 ta operatsiyani bajaradi va bo'sh kalavalarni yechib olishning barcha jarayoniga 3,5 min sarflanadi. Mashinani bo'sh naychalar bilan ta'minlash to'lgan kalavalarni yechib olishga 20 min qolganda amalga oshiriladi. To'lgan kalavalarni yechib olishdan avval kalava va bo'sh naychalarga halaqit qilmasligi uchun ip o'tkazgichlar avtomatik ravishda chetlatiladi. 14.32-rasmda zamonavish halqali mashinalarda urчуqdan to'lgan kalavalarni yechib olish va bo'sh naychalarni kiydirish uchun mexanizm tasvirlangan.



14.32-rasm. Avtoyechgichning urchuqdan toʻlgan kalavalarni yechib olish va boʻsh naychalarni kiydirish uchun mexanizmi.

Toʻlgan kalavalarni urchuqlardan yechib olish va boʻsh naychalarni kiydirish uchun pnevmatik tutgich 3 bilan taʼminlangan germetiklashgan yechuvchi balka 1 qoʻllanadi. Pnevmatik tutgich 3 germetiklashgan balka 1 boʻylab mashinadagi urchuqlar soniga va ular orasidagi masofaga mos ravishda joylashgan. Kanal 2 ning iqqi kanali orqali siqilgan havo pnevmatik plastmassali tutgichlarga yuboriladi. Pnevmatik plastmassali tutgichlar naycha 4 ning ichki boʻshligining yuqorigi qismiga kiradi va ularni balkada naycha harakatlanishi vaqtida kalavani urchuq 5 dan yechish va unga boʻsh naychalarni kiydirish operatsiyasini bajarish uchun ushlab turadi. Yechuvchi balka harakatni mashinaning ikkala tomoni boʻylab joylashgan richagli tizimdan oladi. Richagli tizim oʻzida mashina boʻylab uning pastki qismida joylashgan vint 6 dan ilgariylanma-qaytma harakatni oladigan polzun E ga

ega boʻlgan krivoship-shatunli mexanizm *FDEC* ni oʻzida namoyon qiladi.

Vint 6 aylanma harakatni zanjirli uzatma orqali mashinaning markazida joylashgan avtomatik boshqariladigan elektrodvigateldan oladi. Krivoship-shatunli mexanizm zvenolarining oʻlchamlari shunday tanlanganki, bunda balka butun harakatlanish davrida gorizontaal xolatini saqlaydi, transporterning tsapfasidan boʻsh naychani yechishda va ularni urchuqqa kiydirishda esa vertikal xolatda siljiydi. Krivoship uzunligi CD shatun uzunligi EF ning yarmi uzunligida qabul qilinadi, chunonchi $CD = DE = DF$.

Echuvchi balka yuqoriga koʻtarilishining boshida barcha richagli tizim pnevmatik qurilma yordamida yonga buriladi (C_1F_1 xolati), balkaning yuqorigi xolatida richagli tizimning teskari burilishi amalga oshadi, va pnevmatik tutish barmoqlari kalavaning ustiga xatosiz kelib oʻrnaydi. Keyin balka vertikal xolatda pastga tushadi, pnevmatik tutish barmoqlari naychaning yuqorigi qismining ichiga kiradi va siqilgan havoning taʼsirida naychaning ichki sirtlariga qisiladi, balkaning yuqoriga harakatlanishida esa kalavani tutadi va uni urchuqdan yechib oladi. Keyinchalik richagli tizim qiya xolatga buriladi, kalavali balka pastga tushadi, richagli tizim vertikal xolatni egallaydi, va balka pastga tushishini davom ettirib, naychani transporterning tsapfasiga kiygizadi. Balkada havoning bosimi nolgacha tushadi, balka maʼlum bir darajada yuqoriga koʻtariladi, kalava esa transporterda qoladi.

Tasmali transporter qadamining yarmiga siljiydi. Balka pastga tushishni boshlaydi, va pnevmatik tutish barmoqlari boʻsh naychalarning yuqorigi qismlarining ichiga kiradi. Pnevmatik barmoqlarga siqilgan havo kiradi,

va balka bo'ish naychalar bilan btrgalikda yuqoriga harakatlanishni boshlaydi, bunda richagli tizim buriladi, bo'ish naychalar urchuqlarning tepasiga keladi, balka patga tushadi va naychalarni urchuqlarga kiydiradi. Keyin havoning bosimi nolga tushadi, balka yuqoriga ko'tariladi, naycha urchuqlarda qoladi, richagli tizim qiya xolatni egallaydi (C_1F_1 xolati), balka pastga tushadi, richagli tizim yig'uladi ($CD_1E_1F_1$ xolatga) va ushbu xolatda mashinaning mo'ottadil ishlashiga halaqit qilmagan xolda navbatdagi to'dgan kalavani yechilguncha qoladi.

Richagli tizimning qiya xolati mashinaning umumiy gabaritini oshirmagan xolda urchuq brusining yonidan kalava (naycha) ni olib o'tishga imkon yaratadi. Polzun EE_1 ning qulochi naychaning balandligiga bog'diq. Kalavani yechishda ipning uzilishining oldini olish uchun kalavaning tagidagi urchuqqa ipni o'rash kerak (kamida uchta o'ram). Buning uchun urchuq blogining tepa qismidan yuqori tomoniga joylashtiriladigan harakatlanuvchi oyoqli alohida kosachalar yoki ariqchali va pichoqli qo'zg'almas kosachalar qo'llaniladi. Balka harakatlanishining to'diq tsikli bajarilgandan keyin mashina avtomatik ravishda yurgiziladi. Kalavalar transporter yordamida mashina ramasining oxiriga boradi va aravachaga o'rnatilgan qutiga to'kiladi.

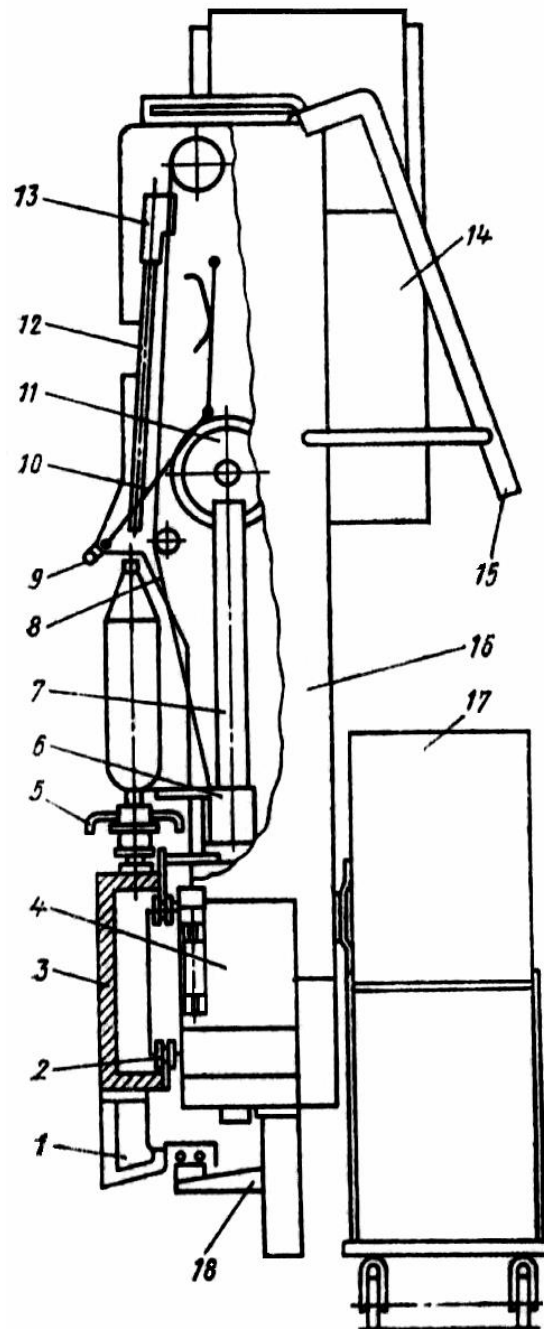
To'dgan kalavalarni urchuqlardan yechib olish va bo'ish naychalarni kiydirish uchun mashinaga o'rnatilgan avtoyechgichlarning kamchiligi bo'dib, ularning asosiy detallarini yuqori aniqlikda tayyorlash zarurligidir, bu ularning narhini xaddan ziyod oshirib yuboradi va qo'llash rentabelligini pasaytiradi. Hisob-kitoblarga qaraganda avtoyechgtchning bahosi mashina bahosining uchdan bir qismini tashkil qiladi. Bundan tashqari, uni ishlashi uchun urchuqlarning stabil xolatini ta'minlash,

tutgichlar uchun maxsus polimer materialga va armaturali halqali yuqori sifatdagi naychaga ega boʻlish kerak. Shuning uchun avtoyechglarni faqat yangi mashinalarda qoʻllash mumkin.

Toʻldgan kalavalarni ketma-ket urchuqlardan yechib olish va boʻsh naychalarni kiydirish uchun koʻchma avtoyechgichlardan yigirish fabrikalarida ishlab turgan halqali yigirish mashinalarini modernizatsiyalashda ham foydalanish mumkin. Koʻchma avtoyechgichni koʻrib chiqamiz (14.33-rasm). Halqali yigirish mashinasining har ikkala tomoniga oʻzining avtoyechgichi oʻrnatiladi.

Urchuqlar brusi 3 mahkamlangan monorelslar boʻyicha mashina boʻylab avtoyechgich harakatlana borib toʻldgan kalavalarni ketma-ket urchuqlardan yechib olib, ularning oʻrniga ketma-ket boʻsh naychalarni urchuqlarga kiydiradi. Kalavalarni arava 17 ga tashlanadi. Kalavalar mashinadan yechib olinib va boʻsh naychalar urchuqlarga oʻrnatib boʻlgandan keyin avtoyechgich avtomatik ravishda dastlabki (navbatdagi yechish va kiydirish operatsiyasni bajarguncha turadigan) xolatiga qaytadi, yechib olingan kalavali arava 17 esa mashina ramasining kallak qismi oldida qoladi, u yerdan ularni dastaki ravishda yetalab olib ketiladi. Avtoyechgichning korpusi 4 da karetkaning umumiy yurish qismiga ega boʻlgan yuritmal yechish mexanizmi, kalavalarni tashlash mexanizmi 16, naychalar uchun magazina va bunker 14 oʻrnatilgan. Avtoyechgich harakatlanishida ikki yelkali gashak bitta keti bilan kalavani yechishda polzun 6 kalavaning ostida boʻlishini taʼminlaydigan qilib har bir urchuqda oʻrnatilgan vertikal barmoq tayanadi. Keyin polzun 6 korpusida joylashgan barmoq prujina taʼsirida vertikal vintning ariqchasiga kiradi, uning aylanishida

polzun yuqoriga ko'tariladi va kalava uyasining ostiga keltirilgan tigöurchuq shpindelidan kalavalarni yechadi.



14.33-rasm. Koöchma avtoyechgich:

1 ñ uzatish uzeli; 2 ñ gäldirak; 3 ñ urchuq brusi; 4 ñ avtoyechgich korpusi; 5 ñ gashak; 6 ñ polzunning tigä; 7 ñ stoyka; 8 ñ tasma; 9 ñ ip oäkazgich; 10 ñ qaytargich; 11 ñ yoñaltirgich; 13 ñ zarbdor; 14 ñ bunker; 15 ñ qalqon; 16 ñ tashlash mexanizmi; 17 ñ tirkovichli arava; 18 ñ tok yechgich.

Polzun 6 bilan birgalikda bir vaqtda tasma 8 ning keti yoʻnaltiruvchi rolikda egilib harakatlanadi, ikkinchi keti bilan naychalarning zarbdori 13 ni harakatlantiradi. Vintning yuqorigi qismida barmoq kulachokning taʼsirida vint ariqchasidan chiqadi, va spiral prujinali tashlash barabani tasma 8 yordamida tutashgan erkin polzun quyi xolatga zudlik bilan qaytadi. Polzun tigʻi bilan yechilgan kalavalar tez aylanuvchi tashlash valigi 11 ga keladi va avtoyechgich bilan birgalikda harakatlanadigan yetaklagichli arava 17 ga yoʻnaladi. Boʻsh naycha urchuqning ustida naychaning toʻgʻri xolatini taʼminlovi maʼsus mexanizmli bunker 14 dan zarbdor 13 ostiga uzatiladi. Yengil yechib olinadigan 14 bunkerga 200 ta naycha sigʻadi. Iplar yechib olinishida maxsus vtulkalar yordamida oʻram osti uchun qirqiladi. Maxsus vtulkalar urchuq blogini ostida joylashadi va u radial tishli qirquvchi gardish va halqali pichoqlar bilan taʼminlangan boʻladi.

Avtoyechgichning barcha mexanizmlari alyuminiy qotishmalaridan tayyorlangan korpusida joylashadi. Korpusga 0,4 kVt quvvatli ikkita chiquvchi valga ega boʻlgan elektrodvigatel oʻrnatiladi. Elektrodvigatelga tok transporter kronshteynida urchuqlar brusi ostida maxsus qutiga mahkamlangan tok oʻtkazgichlar boʻyicha uzatiladi. Tok kuchini uzatish trolleylar boʻyicha chetkasi sirpanib yuradigan tok yechgich 18 yordamida amalga oshiriladi.

Kalavaga ip oʻrash jarayonida avtoyechgich mashinaning dum qismida turadi. Kalava toʻlgandan va halqali plankalar pastga tushgandan keyin avto yechgich (boshqarish stantsiyasidagi tugmani bosish orqali) ishga tushadi va mashinaning kallak tomoniga 5 m/min tezlikda harakatlana boshlaydi. Kallak ramaning oxirida

oʻrnatilgan soʻngi almashlab ulagich elektrodvigatelning reversirlanishini taʼminlaydi.

Bu bilan bir vaqtning oʻzida yetaklovchi gʻildirakning tezligini oʻzgartiruvchi kulachokli mufta ishga tushadi va avtoetaklagich dastlabki xolatiga qaytish uchun 20 m/min tezlikda harakatlanishni boshlaydi. 360 ta urchuqqa va 10100 ayl/min aylanishlar chastotasiga ega boʻlgan halqali yigirish mashinasida kalavalarni yechish vaqti 3,5 minutni tashkil qiladi. Avtoyechgichdan toʻgʻri foydalanish yigirishda mehnatni 36 % gacha kamaytiradi.

NAZORAT SAVOLLARI

1. Oʻrashning strukturasi qanday parametrlar boʻyicha tavsiflanadi?
2. Oʻramlarning koʻtarilish burchagi β nimani anglatadi?
3. Oraliq qatlamni izohlab bering.
4. Oʻramning strukturasi va shakliga qanday talablar qoʻyiladi?
5. Oddiy shaklga ega boʻlgan kalavani shakllantirishdagi oʻrash tenglamasini izohlab bering.
6. Richagli-zanjirli oʻrash mexanizmining kinematik sxemasini tasvirlangan?
7. Rezerv oʻram mexanizmli oʻrash mexanizmlari qanday yigirish mashinalarida qoʻllanadi?
8. Oʻrash mexanizmlarini loyihalashni qanday bosqichlarga boʻlish mumkin?
9. Yigirish mashinasida qanday oʻrash qonuni qoʻllaniladi?
10. Ip oʻralgan gʻöltak qaysi qismlardan iborat?
11. Oʻralgan ip qatlami deganda nimani tushunasiz?

12. O'rash tenglamasidagi doimiy koeffitsient qanday aniqlanadi?
13. Kalavaning yuqori qismi uchun konusning balandligi qanday aniqlanadi?
14. Nima uchun qatlamni o'rash vaqti oraliq qatlamni o'rash vaqtidan ko'proq bo'ladi?
15. Ko'tarish richagiga qanday kuchlar ta'sir qiladi?
16. Kolonka ko'tarilishining boshida P kuch qanday qiymatga ega bo'ladi?
17. O'rash mexanizmining tarkibiga kirgan yassi kulachokli mexanizm uchun qanday talablar qo'yiladi?
18. O'rash mexanizmini grafik usulda loyihalashning mohiyati nimadan iborat bo'ladi?
19. O'rash kulachogining grafik shaklini loyihalashda nazariy profilga tegishli bo'lgan nuqtalarni teskariga aylantirish usuli yordamida aniqlashning mohiyati nimadan iborat bo'ladi?
20. Kinematik juftliklardagi ishqalanish kuchlarini hisobga olmay rolikning kulachokka bosim kuchini qanday aniqlanadi?

TO`RTINCHI BO`LIM. TO`QUV DASTGOHLARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

XV BOB. TO`QUV DASTGOHLARINI LOYIHALASHDA KO`RILADIGAN UMUMIY MASALALAR

15.1. To`quv dastgohini loyihalashning asosiy masalalari

To`quv mashinalarini loyihalashdagi asosiy masalalar loyihalashning mos bosqichlarida yechiladi va u quyidagilardan iborat bo`ladi:

1. Eng avvalo to`quv dastgohlarining mamlakatimizdagi va halqaro bozori o`rganilib chuqur marketing tadqiqoti o`tkaziladi va uning asosida yangi to`quv dastgohini yaratish to`g`ricida qaror qabul qilinadi.

2. To`quvchilik dastgohini loyihalashga texnologik topshiriq tuzish.

Texnologik topshiriq tuzish jarayonida avvalo to`quvchilik texnologiyasining hozirgi ahvoli va rivojlanish tamoyillari, to`quvchilik dastgohlarining mavjud konstruktsiyalari, bajarilgan loyiha-konstruktorlik ishlanmalari, sh.j. chet el firmalarining ishlanmalari, ilmiy tadqiqotlar natijalari va e`lon qilingan patentlar, hamda bor bo`lsa dastgoh iste`molchilarining fikr va mulohazalari o`rganib chiqiladi. Mavjud barcha axborotlarni tahlil qilish asosida bo`lajak dastgohda bajariladigan texnologik jarayon tanlanadi va uning talab qilingan asosiy ko`rsatkichlari belgilab olinadi.

3. Dastgohning printsiptial sxemasini, ishchi organ va bajaruvchi mexanizmlarning sxemalarini tanlash,

kinematik sxemani tuzish va ular asosida dastgohni loyihalashga texnik topshiriq tuzish ishlari bajariladi.

4. Dastgohning eskiz loyihasini tuzish, unda dastgoh va uning qismlarining kinematik sxemalarini tuzish, mexanizmlarning ishlash tsiklogrammalarini aniqlashtirish, asosiy texnologik va kinematik hisoblarni bajarish hamda boʻljak dastgohning dizayn ishlanmasi boʻyicha ishlar amalga oshiriladi.

5. Dastgohning nazariy va ergonomik tadqiqotlar, texnologik, kinematik va dinamik hisoblar, texnik-iqtisodiy asoslash, dastgohning umumiy koʻrinishi va asosiy uzellar chizmalari, uning tashqi dizayni, hisoblar va tavsiflar berilgan tushuntirish yozuvlarini oʻz ichiga olgan texnik loyihasi tuziladi.

6. Muhokama qilinib tasdiqlangan texnik loyiha asosida ishchi loyiha tuzilib unda barcha uzal va detallarning ishchi chizmalari boʻladi.

7. Dastgohning tajriba nusxasi tayyorlanadi va uni sozlash, chiniqtirish, laboratoriya sinovlari, kinematik va dinamik parametrlarni tekshirish, umumiy meʼyorga yetkazish ishlari bajariladi.

8. Dastgohning tajriba nusxasini yoki kichik tajriba seriyasini turli mato va tezlik rejimlarida sinab koʻriladi va ijobiy natijalar olingandan keyin dastgoh seriyaga tavsiya qilinadi.

9. Dastgohga olingan buyurtmalar boʻyicha boʻljak seriyaning belgilangan kattaligini, tayyorlovchi zavod imkoniyat va xususiyatlarini hisobga olgan holda seriya uchun chizmalar tayyorlanadi va dastgohning ekspluatatsion pasporti rasmiylashtiriladi.

15.2. To'quv dastgohining texnologik sxemasi

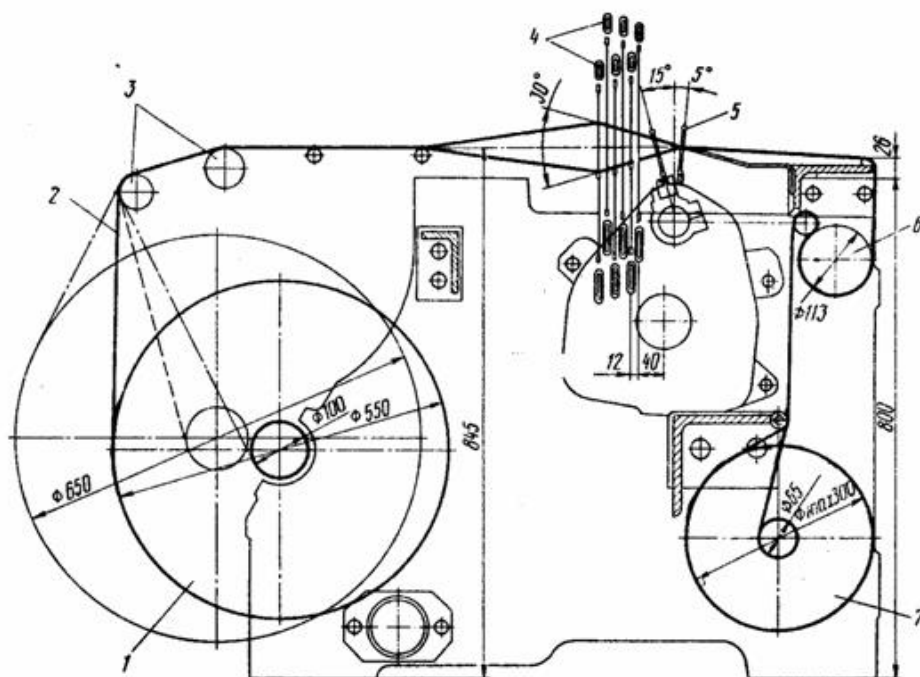
Mavjud to'quv dastgohlari texnologik amallarni bajarish tartibi va usuliga ko'ra alternativ $\tilde{n}$ muqobil guruhlarga quyidagicha bo'linishi mumkin:

1. a) davriy, ketma-ket bajaruvchi va b) uzluksiz, parallel bajaruvchi;

2. a) frontal, mato butun enida bitta homuzali va b) to'dqinli, ko'p homuzali;

3. a) mokili va b) mokisiz;

4. a) arqoqni mato butun qirg'og'i bo'yicha, frontal jipslovchi va b) nuqtaviy uruvchi.

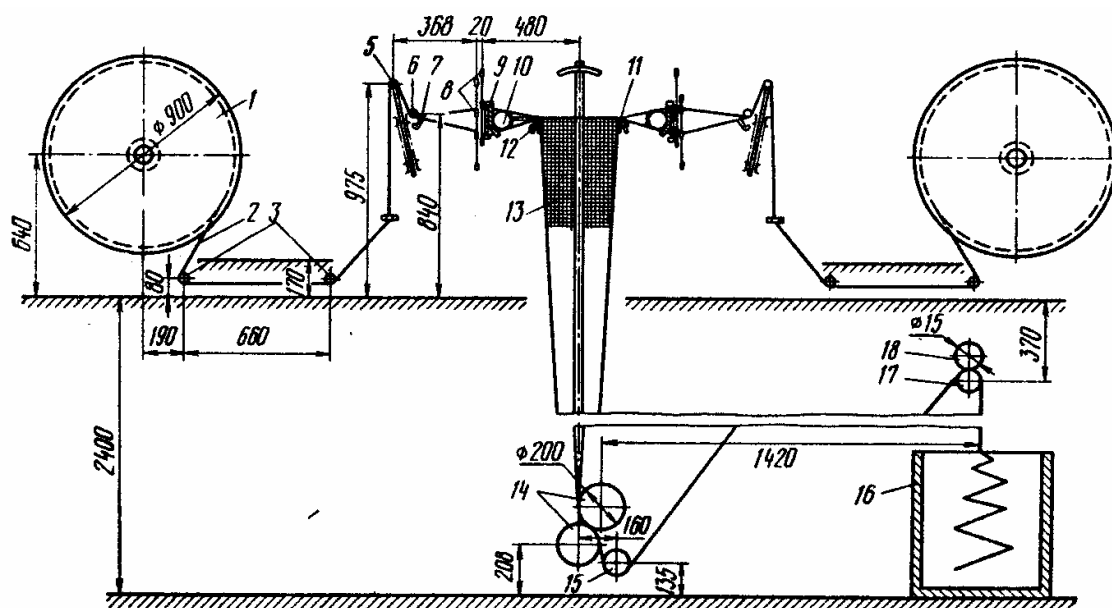


15.1-rasm. ATPR mokisiz dastgohlarining konstruktiv texnologik taxtlash sxemasi:

1 $\tilde{n}$ tanda g'altagi; 2 $\tilde{n}$ tanda iplari; 3 $\tilde{n}$ skalo; 4 $\tilde{n}$ shoda ramalari; 5 $\tilde{n}$ berdo (tig'ö); 6 $\tilde{n}$ mato tortuvchi; 7 $\tilde{n}$ mato valigi.

To'rtala guruhning birinchi óâ turlarida homuza ochish, arqoq otish, arqoqni mato qirg'ögäga urib o'rnatish dastgoh ish tsikli ñ davrining ma'dum ulushlarida ketma-ket bajariladi. Bular mokili, pnevmatik, rapirali, mikrosnaryad ñ arqoqtashlagich dastgohlar (15.1-rasm).

Shu guruhning ikkinchi óbô turlarida barcha asosiy texnologik amallar dastgoh ish davrasi davomida uzluksiz va parallel bajariladi. Bular ko'p homuzali va yumaloq to'quv dastgohlaridir (15.2-rasm).

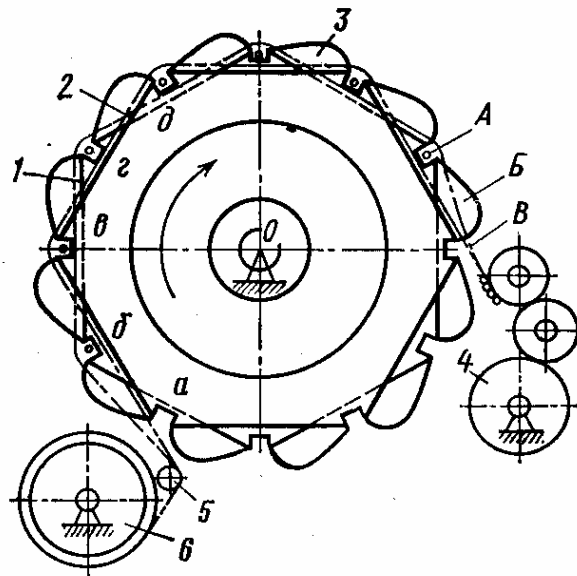


15.2-rasm. óSajemô yumaloqto'quv dastgohining texnologik taxtlash sxemasi:

1 ñ tanda g'áltagi; 2 ñ tanda iplari; 3 ñ yo'naltiruvchi skalkalar; 4 ñ separator; 5 ñ kompensator; 6 ñ skalo; 7 ñ lamellar; 8 ñ gula; 9 ñ yumaloq berdo (tig'ö); 10 ñ moki; 11 ñ jipslovchi diskalar; 12 ñ halqa-ko'çkrak; 13 ñ mato; 14 ñ mato tortuvchi; 15, 17, 18 ñ taranglovchi vallar; 16 ñ mato qutisi.

Texnologik jarayon davriy va ketma-ket bo'ladigan dastgohlarda mato shakllantiruvchi arqoqni urish amali ish davrining faqat ozgina qismida bajariladi.

Texnologik amallar parallel bajarilganda dastgohning nazariy ish unumdorligi arqoqni urish nuqtalarining soniga mutanosib tarzda oshadi. Bu dastgohlarda homuza toʻdinqin yoki pogʻona koʻrinishida hosil qilinib homuza tarmogʻidagi har bir tanda ipi yoki kichikroq iplar guruhi ketma-ket koʻtarilib yoki tushib tandaga koʻndalang uzluksiz harakatlanadigan toʻdinqin hosil qiladi. Jentilini-Ripomonti kabi baʼzi dastgohlarda homuza toʻdinqini tanda iplari boʻylab ham harakatlanishi mumkin (15.3-rasm).



15.3-rasm. Jentilini-Ripomonti koʻp zonali toʻquv dastgohining taxtlash sxemasi.

1 va 2 *ñ* koʻpburchakliklar koʻrinishidagi homuza ochuvchi disklar; 3 *ñ* jipslovchi disklar; 4 *ñ* mato toʻpi; 5 *ñ* skalo; 6 *ñ* tanda gʻoʻltagi.

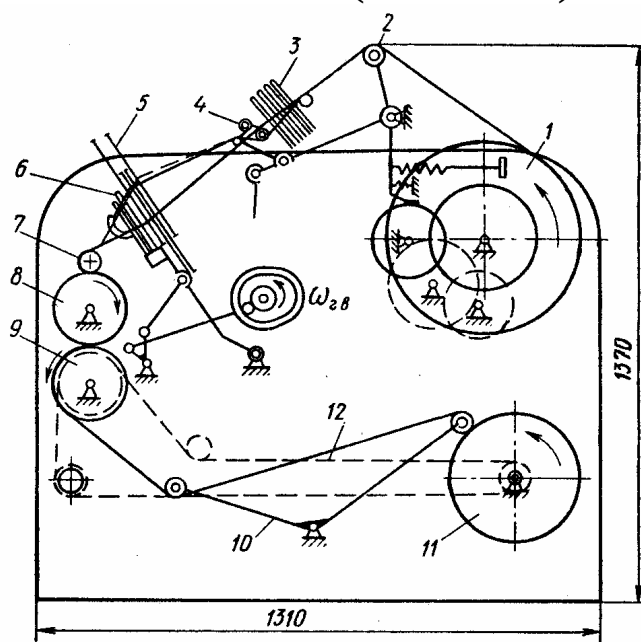
Toʻquv dastgohlarining taxtlash texnologik sxemalarining fazoviy joylashuviga koʻra toʻrt xili farqlanadi: gorizontaal, qiya, vertikal va yoy boʻyicha.

Taxtlash sxemasining gorizontaal joylashuvi eng koʻp qoʻllaniladi va bunga misol qilib ATPR pnevmorapirali dastgohni koʻrsatish mumkin (15.1-rasm).

Taxtlash sxemasining qiya joylashuviga misol qilib Chexiyaning Kovo pnevmatik to'quv dastgohini ko'rsatish mumkin (15.4-rasm).

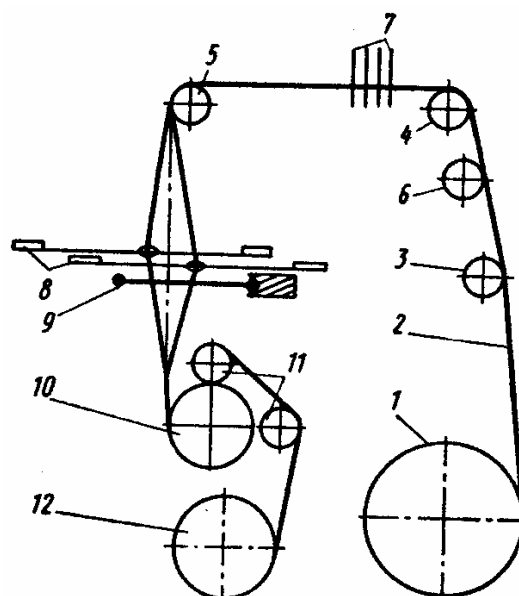
Taxtlash sxemasining vertikal turiga misol qilib Shvetsiyaning Maksbo firmasining pnevmatik dastgohini keltirish mumkin (15.5-rasm).

Taxtlash sxemasining yoy bo'yicha joylashuviga misol qilib Italiyaning Jentilini-Ripomonti firmasining dastgohini ko'rsatish mumkin (15.3-rasm).



15.4-rasm. Kovo pnevmatik to'quv dastgohining texnologik taxtlash sxemasi:

1 ñ tanda göaltagi; 2 ñ harakatli skalo; 3 ñ lamellar; 4 ñ narx chivigä; 5 ñ shoda; 6 ñ tigö; 7 ñ koökrak; 8 ñ mato tortuvchi; 9 ñ mato yoönaltiruvchi val; 10 ñ taranglovchi qurilma; 11 ñ mato toöpi; 12 ñ tortish mexanizmi yuritmasi zanjiri.



15.5-rasm. Maksbo pnevmatik to'quv dastgohining texnologik taxtlash sxemasi:

1 ñ tanda göaltagi; 2 ñ tanda iplari; 3, 4, 5 ñ yo'naltiruvchi valiklar; 6 ñ skala; 7 ñ lamellar; 8 ñ shodalar; 9 ñ tig' 10 ñ mato tortuvchi; 11 ñ yo'naltiruvchi chiviqlar; 12 ñ mato to'pi.

15.3. To'quv dastgohining asosiy mexanizmlari va ularning vazifalari

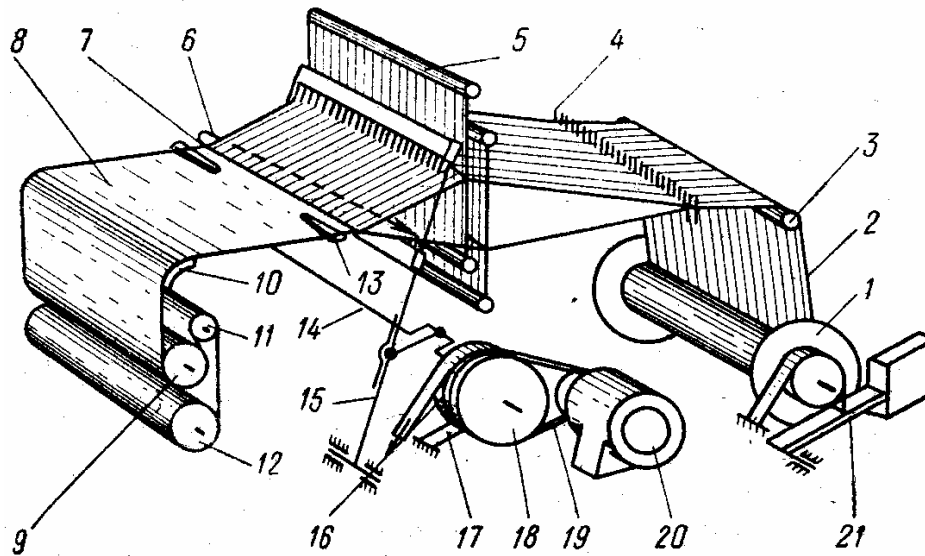
Zamonaviy to'quv dastgohlarining asosiy mexanizmlari AT va ATPR to'quv dastgohlarida mavjud bo'lib nisbatan sodda tuzilishga ega. Shu sababli to'quv dastgohining asosiy mexanizmlarini ularning misolida umumiy tarzda, yangi tuzilishidagi mexanizmlar esa xususiy tarzda o'rganilishi maqbul bo'ladi.

To'quv dastgohining mexanizmlari amalda uchta guruhga bo'lingan holda loyihalalanadilar:

- a) Dastgohni yuritish va to'xtatish mexanizmi;
- b) Dastgohning bajaruvchi mexanizmlari;

v) Texnologik jarayonni nazorat va avtomatlash mexanizmlari.

To'quv dastgohining asosiy mexanizmlari bilan tanishish uchun dastgohning umumlashgan fazoviy sxemasidan foydalanamiz (15.6-rasm).



15.6-rasm. To'quv dastgohining fazoviy sxemasi.

To'quv dastgohining yuritish va to'xtatish mexanizmi (15.6-rasm). To'quv dastgohining yuritmasi tarkibiga elektromotor 20, tishli yoki ponasimon tasmali uzatma 19, friktsion ilashish muftasi 16, tormoz 17 va mexanik yoki elektromagnit ulanish mexanizmi (rasmda ko'rsatilmagan) kiradi.

Ulanish mexanizmi tormoz 17 ni bo'shatish va ilashish muftasi 16 ni ulashga xizmat qiladi. Tormoz va mufta dastaklar yordamida yuritish dastasi bilan birlashadi. Tormoz dastgohni zarur holatlarda qo'da yoki avtomatik tarzda tez to'xtatishga xizmat qiladi. Friktsion ilashish muftasi 16 bosh val 14 dan harakatni shkv 18 ga o'tkazishga xizmat qiladi.

STB kabi baʼzi dastgohlar xususiyatlari ularning tarkibida mexanizmlarning teskari aylanib ketishiga yoʻl bermaydigan muhosara (blokirovka) mexanizmi boʻlishini taqozo qiladi.

Toʻquv dastgohining bajaruvchi mexanizmlari. Bu gurux mexanizmlari toʻqish jarayonida bevosita qatnashadilar . ularga arqoq tashlash mexanizmi (rasmda yoʻq), homuza hosil qilish mexanizmi 5, batan mexanizmi 15, tandani boʻshatish mexanizmi 21, mato rostlagich 9 hamda milk hosil qilish mexanizmi (rasmda koʻrsatilmagan).

Mazkur mexanizmlarni koʻrib chiqamiz.

Arqoq tashlash mexanizmi (15.6-rasm). Homuzaga arqoq tashlashning mokili usuli anʼanaviy hisoblanadi. Bu usulning asosiy kamchiligi zarba mexanizmi boʻgʻinlarida hosil boʻladigan inertsion yuklamalarga bogʻliq muammolardir. Arqoq otishning keyingi paytlarda keng qoʻllanish olayotgan tashlagichli (Zultser-Ruti, STB), bikr va egiluvchan rapirali (DSL-Drayper, Universal Iver), pnevmatik (R-10, Murata-Maksbo MY-S), gidravlik (G-105) va pnevmorapirali (ATPR) usullarda bu muammolar u yoki bu tarzda hal qilingan.

Homuza hosil qilish mexanizmi (15.6-rasm). Homuza mexanizmi 5 tanda iplarini alohida yoki guruhlab koʻndalang yoʻnalishda maʼlum ketma-ketlikda siljitib ularning orasida arqoq ipi tashlanadigan boʻshliq n homuza hosil qilishga xizmat qiladi.

Batan mexanizmi (15.6-rasm). Batan mexanizmi 15 ning asosiy vazifasi tashlangan arqoq ipi 6 ni tigʻo yordamida mato qirgʻogʻi 7 ga jipslashdir. Bundan tashqari mokili va tashlagichli dastgohlarda u moki yoki tashlagichning arqoq tashlashida yoʻnaltiruvchi boʻlib xizmat qiladi. Pnevmatik dastgohlarda esa batanda havo

bilan birgalikda arqoq ipi harakatlanadigan konfuzorlardan iborat yoʻl hosil qilinadi.

Tanda boʻshatish mexanizmi (15.6-rasm). Shakllangan mato oʻrab olinishiga mos ravishda tanda iplarini boʻshatib berishga xizmat qiladigan tanda uzatish mexanizmi tanda gʻöaltagi 1 va tandani uzatuvchi mexanizm 21 dan iborat.

Mato rostlagich (15.6-rasm). Bu mexanizm tanda iplarining boʻylama harakati va tayyor matoni mato valigiga oʻrashga xizmat qiladi. Unga mato tortuvchi 9, mato valigi 12, bosuvchi valik 11, mato tortuvchi va mato valigini harakatlantiruvchi mexanizm kiradi.

Milk hosil qilish mexanizmi. Mokili va Noyman sistemasida toʻquv dastgohlarida mato milki toʻqish jarayonida oʻz-oʻzidan hosil boʻlsa mokisiz dastgohlardagi texnologik jarayon xususiyatlari alohida milk hosil qiluvchi mexanizm boʻlishini talab qiladi.

Texnologik jarayonni nazorat qilish va avtomatlashtirish mexanizmlari. Lamel asbobi. Lamel asbobi 4 (15.6-rasm) yoki tandakuzatkich tanda ipi uzilishi natijasida brak hosil boʻlishining oldini oladi. Tanda kuzatkichlar mexanik yoki elektrik boʻladi ikkala holda ham har bir tanda ipi oʻtkazilgan yengil yupqa poʻlat plastina ip pastga siljib signal beradi.

Shparutka (kergich) 13 (15.6-rasm) matoni kerib uning milkini toʻqish eni va uning joylashuv balandligi belgilangan chegaralarda boʻladigan qilib tutib turadi.

Arqoqsizlik (nedoseka) mexanizmi homuzaga arqoq tashlanmay qolib (arqoq yetishmasligi nuqsoni hosil boʻlishida) mato va tandani orqaga qaytarib brakni oldini olishga hamda shunday nuqsonli homuzani qaytarishga (oʻRazni aniqlasho) xizmat qiladi.

Arqoq ayrichasi mexanizmi arqoq tugaganda yoki dastgohni to'xtatish yoki mokida arqoq naychasini almashtirishga signal beradi.

To'quv dastgohining davr (tsikl) diagrammasi. Dastgohdagi barcha mexanizmlar ishini bosh valning aylanish burchaklari bo'yicha o'zaro muvofiqlashtirishga xizmat qiladi. Turli dastgohlarda bosh val aylanish burchagining hisobi turlicha bo'lishini nazarda tutish kerak bo'ladi.

15.7-rasmda misol tariqasida mokili AT-100-5 dastgohining davr diagrammasi keltirilgan.

To'quv dastgohining ish unumdorligini hisoblashning bir necha usuli mavjud bo'lib uning tuquvchilik mashinasozligi amaliyotida qo'llaniladigan usuli bilan qisqacha tanishamiz. To'quv jarayonini tahlil qilish uchun esa [8] da keltirilgan usul tavsiya qilinadi.

To'quv dastgohining amaldagi ish unumdorligi $\sqrt{\eta}$ uning nazariy unumdorligi $\sqrt{\tau}$ va dastgohning foydali vaqt ko'effitsienti (FVK) bo'yicha aniqlanadi:

$$\sqrt{\eta} = \sqrt{\tau} \cdot FVK$$

Mato hosil qilish usuli ketma-ket bo'lgan, arqoq matoning butun eni bo'yicha tashlaydigan bir zonali to'quv dastgohlarining nazariy unumdorligi $\sqrt{\tau}$ ni quyidagicha aniqlanadi:

$$\sqrt{\tau} = \frac{L_{\text{mat}}}{L_{\text{d}}} \quad (15.1)$$

bu yerda L_{mat} ñ dastgohning taroq bo'yicha taxtlash kengligi;

L_{d} ñ dastgoh bosh valining bir marta aylanish vaqti.

σ t/r	Mexanizm	Operatsiyalar											
		0	90	180	270	360	90	180	270				
1	Uzatuvchi val												
2	Tirsakli val												
3	Batan												
4	Homuza												
5	Zarb mexanizmi												
6	Mato mexanizmi												
7	Arqoq ayrichasi												
8	Naycha almashtirish avtomati												

15.7-rasm. AT-100-5 mokili to'quv dastgohi davr diagrammasi:

A ñ zarb mexanizmi ishlay boshlashi; B ñ mokining urgichdan ajrashishi; V ñ zarb mexanizmi harakatining to'xtashi; GD ñ naycha almashtirish avtomati almashtirgichining salt yurishi; DE ñ naychani mokiga joylash.

15.4. To'quv dastgohlarining ish unumdorligini hisoblash va iqtisodiy samaradorligini aniqlash

Mato hosil qilish usuli parallel bo'lgan to'quv dastgohlarining nazariy unumdorligi quyidagicha aniqlanadi:

$$v_{\text{eff}} = v_{\text{max}} k \quad (15.2)$$

bu yerda v_{max} ñ arqoq tashlagichning tezligi;

k ñ bir vaqtning o'zida taxtlash eni L_{taxt} da bo'ladigan arqoq tashlagichlar soni.

Mato hosil qilish usuli ketma-ket-parallel boʻlganda esa quyidagicha aniqlanadi:

$$\sqrt{\tau} = \frac{L_{\text{disk}}}{L_{\text{baraban}}} = L_{\text{disk}} \cdot n_{\text{baraban}} \cdot k_{\text{baraban}} \quad (15.3)$$

bu yerda L_{disk} ñ diskli baraban 1 ning (15.6-rasm) uzunligi yoki tanda boʻyicha taxtlash kengligi;

L_{baraban} ñ barabanning koʻpburchaklik qirradi markaziy burchagining yarmiga buralish vaqti: $L_{\text{baraban}} = \frac{1}{n_{\text{baraban}} k_{\text{baraban}}}$ (n_{baraban} ñ barabanning aylanish tezligi; k_{baraban} ñ barabanning yarim qirralari soni).

Iqtisodiy samaradorlikni aniqlash toʻquv dastgohini loyihalashning yakuniy bosqichi hisoblanadi. Iqtisodiy samaradorlikni mavjud toʻquv dastgohini sinashda olingan va loyihalangan dastgohning hisobiy koʻrsatkichlarini qiyoslash asosida aniqlanadi. Bunda xarajatlarning qoplanish muddati Q ikkala holdagi qoʻshimcha kapital qoʻyilmalar va mahsulot tannarxining pasayishi farqlarining nisbati sifatida quyidagicha aniqlanadi:

$$Q = \frac{\tau_1 - \tau_2}{L_1 - L_2} \quad (15.4)$$

bu yerda τ_1 va τ_2 ñ mavjud va loyihalangan dastgohlar uchun kapital qoʻyilmalar;

L_1 va L_2 ñ ikkala holdagi yillik mahsulotning tannarxi.

Toʻquv dastgohining iqtisodiy samaradorligini belgilovchi asosiy koʻrsatkichlar quyidagilardir: dastgohning unumdorligi, dastgoh chiqargan mahsulot birligining tannarxi; mehnat unumdorligi; ishlab chiqarish maydonining birligidan olingan mahsulot; chiqindilar miqdori, elektr energiya, suv va bugʻning chiqarilgan mahsulot birligiga sarfi va h.k.

15.5. Zamonaviy to'quv dastgohi ishlab chiqaruvchilari

Jahondagi turli mamlakatlardagi 60 dan ortiq firmalar ishlab chiqaradigan to'quv dastgohlari haqidagi ma'lumotlar quyidagicha.

15.1-jadval

Tashlagichli to'quv dastgohlari

Firma, mamlakat	Dastgoh turi	Ishchi eni	Maksimal unum, arqoq metr/min	Hомуza ochish qurilmasi	Arqoq ranglari soni
Sulzer (Shveytsariya), litsenziya Toyoda (Yaponiya)	SW	2,16- 2,79; 3,30- 3,89; 5,41	740-950	V-10 (14) L-20, Z	1-2; 4-6
Draper (AQSH)	DML	2,3-5,6	700	L, Z	1
Omita S.p.A (Italiya)	TPS/1	3,35; 3,8	570-680	V, L	1
Elitex (Chexiya) Litsenziya: Crompton and Knowles (AQSH), Enshu (Yaponiya)	OK-3, OK-4 Nopas	1,20; 1,65; 1,85 -	460-500 -	V-10, L-16 -	1-4; M -

15.2-jadval

Gidravlik to'quv dastgohlari

Firma, mamlakat	Dastgoh turi	Ishchi eni	Maksimal unum, arqoq metr/min	Hомуza ochish qurilmasi	Arqoq ranglari soni
Elitex (Chexiya)	RA, U/1	1,05- 1,25; 1,45-	550-850	V-8, L-12	1 (M)

Litsenziya: Enshu (Yaponiya) Draper (AQSH)	JH-I, JH-II DWJ	1,75; 2,25 1,2- (2,3) 1,09- 1,37; 1,42	- -	L-16 -	- 1
Nissan (Yaponiya)	LW	1,45- 1,65 1,9-2,1 2,8	660 800 1000	V-6-8, L-16	1; M
Rüti (Shveytsariya)	DWN, W1H	1,35- 2,15	800	V, L	1

15.3-jadval

Pnevmatik to'quv dastgohlari

Firma, mamlakat	Dastgoh turi	Ishchi eni	Maksimal unum., arqoq metr/min	Homuza ochish qurilmasi	Arqoq ranglari soni
Zbrojovka (Chexiya)	P	1,05- 1,25;	400-500	V-8	1
Litsenziya Nissan (Yaponiya)	Jettis	1,45- 1,65 2,3 (3,4)	810	V-8	1
Te Strake (Gollandiya) (Rüti)	T.S.W.	1,35- 2,15	620-800	V-8	1
Maxbo (Shvetsiya)	MP-9	0,94; 1,2	500	V-8	1
Scheffel (FRG)	Unipneu Multipneu	-	-	-	-
Tsudakoma va Toyoda					

15.4-jadval

Egiluvchan rapirali to'quv dastgohlari

Firma, mamlakat	Dastgoh turi	Ishchi eni	Maksimal unum, arqoq metr/min	Homuza ochish qurilmasi	Arqoq ranglari soni
Desveus (Ispaniya)	Super T.L.II	1,62; 3,65	320-440	L-25, Z	1-8
Draper (AQSH) Litsenziyalar: G. Fischer (Shveytsariya), Ishikava (Yaponiya)	DSL, DLG	1,1,-2,4	330-525	V-6, L-28, Z	1-8
Kapps SA (Frantsiya)	Universal 8CS	1,1-1,6; 2,3-4,25	380-425	V-6, L-28, Z	1-8
Nuovo Pignone	Smit, TP/3	1,9-2,1 (5,5 gacha)	380-620	V, L-28, Z	1-8
Snoeck (Belgiya), litsenziya Placencia (Ispaniya)	Alco II Super	1,7-1,9; 2,18- 2,31 (3,3 gacha)	400-480	L-28, Z	1-7
Somet (Italiya) Litsenziya Alfa-Laval (FRG)	AC 2/S Astra AS	1,6-2 2,4-3,3	380-400	V, L-24, Z	1-6
Bable (Ispaniya)	SND	-	-	-	-
Engels (FRG)	Greiftex	-	-	-	-
Lentz (FRG)	HBS-G11	1,6-2,6	300-400	L-25, Z	1-6
Picanol (Belgiya)	PGW	-	-	-	-

15.5-jadval

Bikr rapirali to'quv dastgohlari

Firma, mamlakat	Dastgoh turi	Ishchi eni	Maksimal unum., arqoq metr/min	Homuza ochish qurilmasi	Arqoq ranglari soni
Dornier (FRG)	GWM, GWB, GTW	1,6-1,8 2,4-3	380-480	V-10, L-20 (28 gacha), Z	M; 1-8
Galileo (Italiya)	SN Super	1,9 2,2	455-500	V-10, l-25, Z	1-4
Gardella (Italiya)	Tegard	2 × 0,745	600	V1:1, V-4	1
Günne (FRG)	-	2,35	490	V-1:1, L-17 va 20, Z	-
Güsken (FRG)	Velourmat Tessamat	1,55 1,75	300 350	L-17 va 25, Z	1-8
Matesa (Ispaniya) Fatex (Frantsiya)	Iwer Faltex	1,2-,15 1,6-1,8 2,2	290	V, L-28, Z	2
Mackie (Shimoliy Irlandiya)	Onemack S4 Gripmack	1,2-1,52 1,8 4	600	V, L-28, Z	2
Mertens and Frowein (FRG)	MDM	-	-	-	-
Rüti-Roscher (FRG)	Gripcomat	1,5; 1,8	300-360	V-6, L-22, Z	1-8 (16 gacha)
SACM (Frantsiya), litsenziya: Tsudakoma (Yaponiya), Wifama (Polsha)	MAV	1,4-1,85; 2,06	350-450	V-12, L-20 va 28; Z	M; 1-8
Saurer-Diederichs	Versamat	1,6-1,85; 2,05-2,25	390-470	V-12, L-20 va 25,	M; 1-7

(Frantsiya)				Z	
Van de Wiele (Belgiya)	VDE, VD	1,52-1,65	365-380	L-20, Z	1-8
Wilson and Longbottom (Angliya)	Wilson Belting	0,7 2,65	-	V-8, L-12, Z	1-6
Vlárské strojirny (Chexya)	Acutis SVL 200	2	320	L-20	4
Jumberca (Ispaniya)	MT, MS MR	1,6-3,3 1,8-2,4	476	V-8 (12 gacha) L-20 (28 gacha), Z	-

Eslatma:

1. Dastgohlarning unumdorligi bir minutda tashlanadigan arqoq uzunligi $\tilde{n}$ arqoq metr/min da berilgan;

2. Homuza mexanizm turining shartli belgilanishi:

V $\tilde{n}$ mushtchali homuza mexanizmi, raqam $\tilde{n}$ shodalar soni;

L $\tilde{n}$ karetkali homuza mexanizmi, raqam $\tilde{n}$ shodalar soni;

Z $\tilde{n}$ jakkard mashina.

Nazorat savollari

1. To'quv mashinalarini loyihalashdagi asosiy masalalar loyihalashning qanday bosqichlarida yechiladi va u nimalardan iborat bo'ladi?

2. Mavjud to'quv dastgohlari texnologik amallarni bajarish tartibi va usuliga ko'ra alternativ ñ muqobil guruhlarga qanday bo'linishi mumkin?

3. To'quv dastgohining mexanizmlari amalda uchta guruhga bo'lingan holda loyihalalanadilar?

4. To'quv dastgohining fazoviy sxemasini tushuntirib bering.

5. Mokili to'quv dastgohining davr diagrammasini izohlab bering.

6. To'quv dastgohining amaldagi ish unumdorligi qanday aniqlanadi?

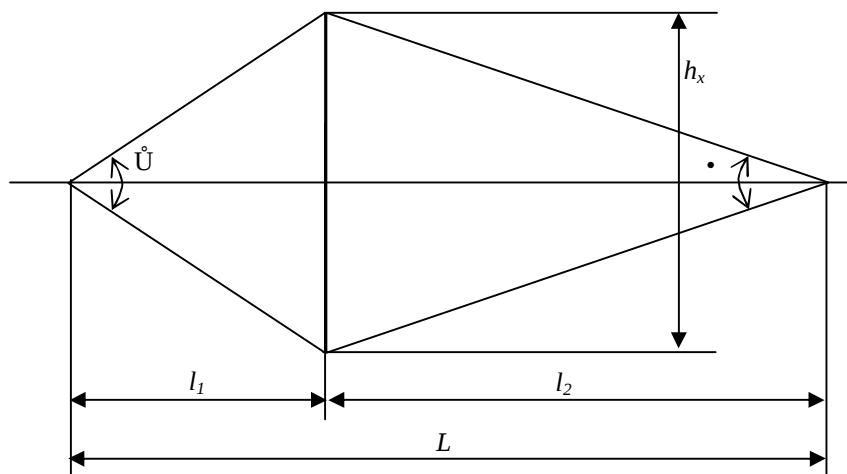
XVI BOB. HOMUZA HOSIL QILUVCHI MEXANIZMLARNI HISOBLASH VA LOYIHALASH

16.1. Homuza hosil qilish bo'yicha asosiy tushunchalar

Homuza hosil qilishning asosiy geometrik va kinematik ko'rsatkichlarini ko'rib chiqamiz.

Homuza o'dchamlari. Homuza hosil qilish mexanizmi yordamida tanda iplari o'rta holatdan ko'tariladi va ma'dum qismi pastga tushiriladi. Natijada siniq chiziqlik hosil bo'ladi. Homuzaning chegarasi bir tomondan lamel va tanda kuzatgich bilan chegaralanadi.

Homuza gula yordamida ko'tarilgan iplarni eng yuqorigi va pastga tushirilgan nuqtalarini chegaralaydi, shu nuqtalar orasidagi masofa **homuza balandligi** h_x deyiladi (16.1-rasm).



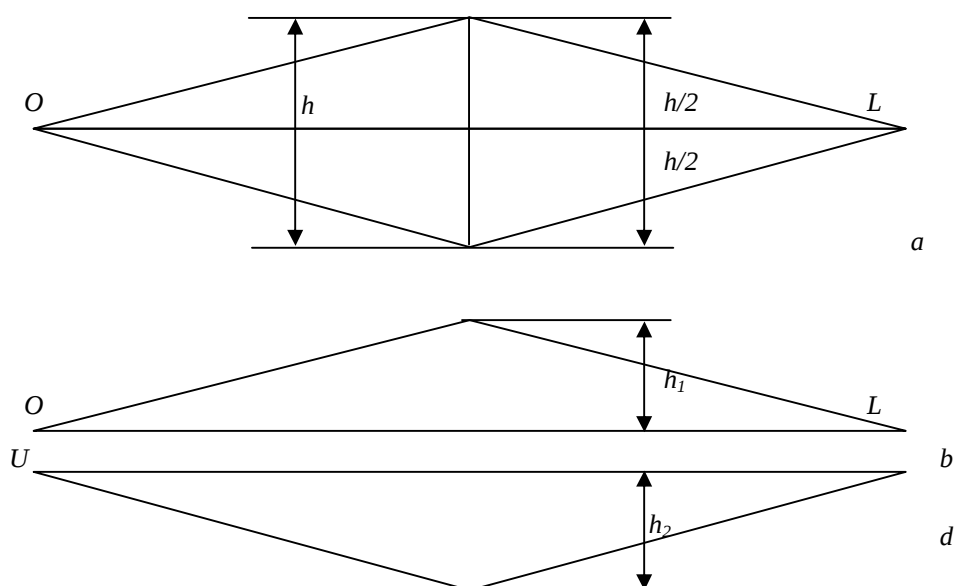
16.1-rasm. Homuza o'dchamlari:

h_x ñ homuza balandligi; L ñ homuza uzunligi; l_1 ñ homuzaning old qismi uzunligi; l_2 ñ homuzaning orqa qismi uzunligi; α ñ homuzaning mato qirg'og'ã tomonidagi burchagi; β ñ homuzaning lamellar joylashgan tomonidagi burchagi.

Mato qirg'ögädan to lamilgacha bo'lgan masofa **homuza uzunligi** L va homuza uzunligining old qismi l_1 , va orqa qismi l_2 deyiladi. Homuzaning burchaklari α va β harflari bilan belgilanadi. Homuza o'lchamlarining ahamiyati mato ning to'quv dastgohida hosil bo'lishida, iplarning uzilishida va iplarning fizik-mexanik xususiyatlarini saqlab qolishda kattadir. Mato ni to'qish davrida tanda ipidagi taranglik qiymatining ortishi homuzaning o'lchamlariga, ayniqsa, h_x o'lchamga bog'diq.

To'quvchilikda homuza o'lchamlarining texnologik ahamiyati kattadir. Bu o'lchamlar tanda iplarining tarangligiga va ularning uzilishiga ta'sir ko'rsatadi, chunki homuza hosil etish jarayonida tanda iplarining tarangligi ortadi. Taranglikning ortish qiymati homuza o'lchamlariga bog'diq. Homuzaning balandligini kamaytirish yo'di bilan taranglikni o'zgartirish mumkin. Homuzaning balandligi arqoq tashlagichlarga, ya'ni moki, rapira va boshqalar o'lchamlariga bog'diq. Homuzaning uzunligini o'zgartirish esa dastgoh o'lchamini kamaytirishga hamda homuzaning old va orqa o'lchamlari nisbatini qisqartirishga olib keladi. Ko'pincha homuzaning old qismi uzunligi orqa uzunligiga nisbatan kamroq bo'ldi.

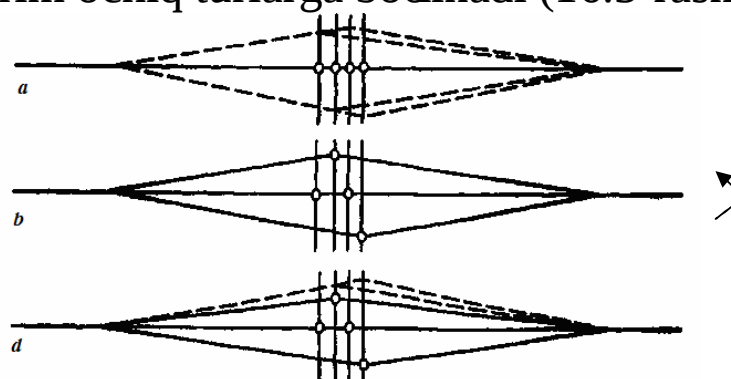
Homuza shakllari. Homuza shakliga ko'ra to'diq va yarim to'diq yuqori va yarim to'diq pastki turlarga bo'dinishi mumkin (16.2-rasm). **To'diq homuzada** n iplar o'rta holatdan bir qismi yuqoriga va birqismi pastga tushadi. **Yarim to'diq yuqori homuzada** tanda iplarining bir qismi o'rta holatdan faqat yuqoriga ko'tariladi. **Yarim to'diq pastki homuzada** tanda iplarining bir qismi faqat pastga tomon tushadi.



16.2-rasm. Homuza shakllari:

a - toʻliq homuza; b ñ yuqori yarim toʻliq homuza; d ñ pastki yarim toʻliq homuza; O ñ mato qirgʻogʻi; L ñ lamel joylashgan joy; h ñ homuza balandligi; h/2 ñ toʻliq homuzaning yarmi; h₁ va h₂ ñ yarim toʻliq yuqorigi va yarim toʻliq pastki homuzalar balandligi.

Homuza turlari. Toʻliq homuzalar markaziy-yopiq, ochiq va yarim ochiq turlarga boʻlinadi (16.3-rasm).



16.3-rasm. Homuza turlari:

a ñ yopiq homuza; b ñ ochiq homuza; d ñ yarim ochiq homuza.

Markaziy (yopiq) homuza. Bunda bosh valning har bir aylanishida hamma tanda iplari o'рта holatidan yuqoriga va pastga harakatlanadi, keyin esa yana o'рта holatiga qaytadi.

Markaziy homuzaning afzalligi shundaki, hamma iplar o'рта holatiga qaytadi. Bu esa tanda iplarining birday taranglikda bo'lishiga imkon beradi, to'quvchining uzilgan iplarni ulashga qulaylik yaratiladi. Lekin tanda iplarining hamma vaqt harakatda bo'lishi iplarning ishqalanishi va uzilishining ko'payishiga olib keladi.

Ochiq homuza. Bu turdagi homuzada iplarning bir qismi dastgoh bosh valining har bir aylanishida o'рта holatiga qaytmaydi, mato o'rilish turiga qarab birqism iplar yuqori yoki pastki holatda qolishi mumkin.

O'рта holatga faqat o'z joyini yuqoridan pastga yoki pastdan yuqoriga almashtiruvchi iplar keladi.

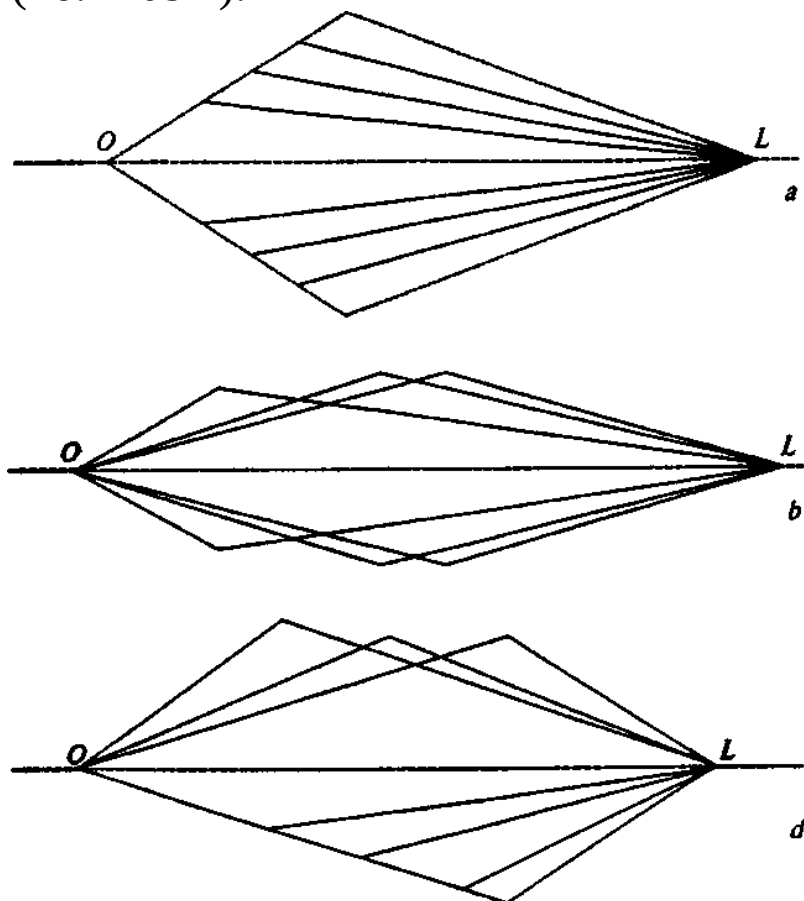
Ochiq homuzaning afzal tomonlari: iplarning bir qismi harakatda bo'lmaganligi uchun, ular kamroq ishqalanadi va homuza hosil qilish jarayoniga kamroq energiya sarflanadi; mokining homuza ichidan o'tishiga yaxshiroq sharoit yaratiladi, chunki bosh valning har bir aylanishida iplarning ma'dum qismi harakatda bo'lmaydi.

Ochiq homuzaning kamchiliklari: tanda iplarining tarangligi har xil, uzilgan tanda ipini o'tkazish qiyin, chunki iplar bir tekis joylashmagan bo'ladi.

Yarim ochiq homuza. Bu turdagi homuzada bosh valning har bir aylanishida faqat joyini o'zgartiruvchi tanda iplari o'рта holatga keladi, qolganlari, ya'ni pastki holatda qoluvchi tanda iplari esa o'z joyida qoladi. Yuqori holatdagi tanda iplari biroz tushadi va shu holatda qoladi, ko'tarilayotgan tanda iplari kelguncha to'xtab turadi. So'ngra ko'tarilayotgan tanda iplari bilan yana yuqorigi holatga ko'tariladi.

Yarim ochiq homuzada ham ochiq homuzaning afzalliklari va kamchiliklari bor, lekin tanda iplarining tarangligi birmuncha kam boʻlganligi sababli, mato hosil qilish jarayoniga ijobiy taʼsir etadi, tanda iplarining uzilishi kamayadi.

Homuzaning ravonligi va noravonligi. Bu koʻrsatkichlar boʻyicha quyidagicha turlarga boʻlish mumkin (16.4-rasm).



**16.4-rasm. Homuza ravonligi:
a ñ ravon; b ñ noravon; d ñ aralash homuzalar.**

Oʻrilish rapportiga qarab dastgohda oʻrnatilgan shodalar soni har xil boʻlib, ular mato qirgʻogʻidan har xil masofada oʻrnatiladi.

Homuza toʻliq ochilgan vaqtda koʻtarilgan va pastga tushgan shodalar va ulardagi tanda ipi har xil joylashishi

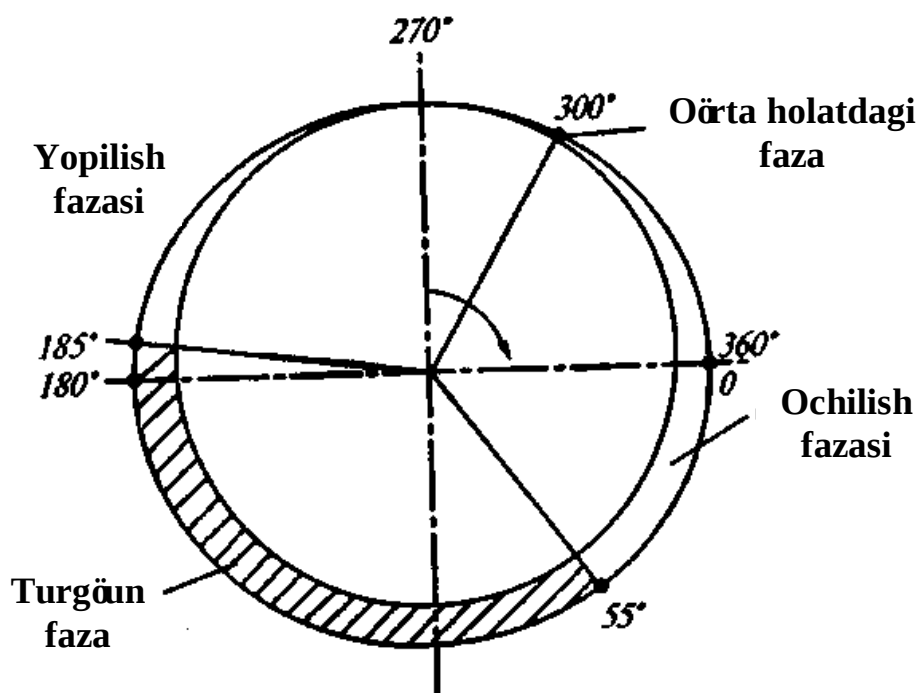
moki yoki rapira, arqoq tashlagichning homuza ichidan o'tishiga ta'sir ko'rsatadi.

Ravon homuza. Ravon homuzada homuza to'diq ochilgan paytda pastdagi va yuqoridagi tanda iplari bir xil tekislikda joylashgan bo'ladi. Buning uchun mato dan uzoqda joylashgan shodalar oldidagilariga nisbatan ko'proq miqdorda tik yo'nalishda harakatlanadi. Ravon homuzada arqoq tashlagichlarning o'tishiga yaxshi sharoit yaratiladi.

Noravon homuza. Homuza to'diq ochilgan paytda yuqoriga ko'tarilgan va pastga tushgan shodalardagi tanda iplari har xil tekislikda joylashadi, natijada mokining to'g'ri o'tishiga xalaqit beradi.

Aralash homuzada yuqoridagi tanda iplari har xil tekislikda, pastdagi tanda iplari esa bir xil tekislikda bo'ladi. Ravon homuza hosil qilish uchun orqada joylashgan shodalar oldingiga nisbatan ko'proq harakatlanishi, ya'ni mato dan qanchalik uzoqda o'rnatilgan bo'lsa, u shunga nisbatan ko'proq tik yo'nalishda harakatlanishi kerak.

Shodalarning har xil qiymatga ko'tarilishi tanda iplarining har xil taranglikda bo'lishiga olib keladi. Ayniqsa shodalar sonining ko'payishi bilan bu holatning ta'siri oshadi. Shunga qaramay ravon homuzada arqoq tashlagich to'g'ri o'tadi va tanda iplarining ishqalanishi ham, uzilishi ham kamayadi.



16.5-rasm. Homuza fazalari:
 300° ñ oërta faza; $300^\circ \div 55^\circ$ ñ homuzaning ochilish fazasi; $55^\circ \div 185^\circ$ ñ turgün faza; $185^\circ \div 300^\circ$ ñ homuzaning yopilish fazasi.

Homuza hosil qilish fazalari. Homuza hosil qilish jarayonida tanda iplari egallagan oërinlar *homuza fazalari* (holatlari) deyiladi.

Tanda iplari oërta holatda boëganda uni *homuzaning oërta holat fazasida* (zastup holatida) deyiladi. (16.5-rasm).

Tanda iplarining yuqoriga va pastga harakatlanishi *homuzaning ochilish fazasi* deyilib, u homuza toëdiq ochilguncha davom etadi. Shu vaqtdan boshlab arqoq ipi tashlanishi boshlanadi. Aqoq tashlagichlarga qulay sharoit yaratish uchun homuza ochilgandan soëng shu holatda maëlum vaqt toëxtab turishi kerak, shunga *homuzaning turgün fazasi* deyiladi. Bu vaqt bosh val 90° dan 180° ga toëgëri kelishi mumkin. Toëquv dastgohining kengligi oshgan sari turgün faza ham uzayadi.

Turgün fazadan soñg tanda iplari oërta holatga qayta boshlaydi, bunga **homuzaning yopilish fazasi** deyiladi. Bu faza tanda iplarining oërta holat fazasigacha davom etadi. Soñgra homuza hosil qilish yana qaytariladi.

Homuza hosil qilish davri deb, tanda iplari birinchi holatga qaytguncha bosh valning aylanish soniga aytiladi. Bu davr mato oërilishining arqoq ipi rapportiga teng boëadi.

16.2. Homuza hosil qilish mexanizmlarining tasniflanishi

Homuza hosil qilish mexanizmlari yoki qisqacha homuza mexanizmlari oërilish hosil qilish uchun talab etiladigan shodalar soniga qarab uch guruhga boëlinadi:

- 1) mushtchali-shoda 2, 4, 5, 8, 10, 12 ta boëlganda;
- 2) shoda koëtaruvchi karetkã ñ shoda 12, 16, 20, 25 ta, (baëzan 33 va 45) ta boëlganda;
- 3) jakkard mashinasi ñ gulalar yakka yoki guruhli boshqarilganda.

Homuza mexanizmlari turli belgilar boëyicha tasniflanadi. Bosh val harakatini shodalarning ilgarilanma-qaytma harakatiga aylantiruvchi yuritma turi boëyicha tasniflanishi: mushtchali; ekstsentrikli; sharnirli ñ chiviqli; yumaloqmas tishgöldirakli; differentsialli; kombinatsiyalangan; qayishqoq elementli.

Yuritmadan harakatni shodaga uzatish usuli boëyicha: bikt bogëdanishli; qayishqoq bogëdanishli.

SHodalar yoki gulalar harakati ketma-ketligini taëminlaydigan naqsh mexanizmi turi boëyicha: perfolenta yoki perfokartali; qoziqchal; elektron-raqamli.

Ishchi elementlarning oëzaro tutashuv turi boëyicha: geometrik tutashuvli (pozitiv ham ataladi) va kuchtutashuvli (yoki negativ).

Mushtchali birinchi guruh homuza mexanizmlarining tasniflanishini ko'raylik.

Mushtchalarning dastgoh ramasiga nisbatan joylashuviga ko'ra: tashqi va ichki joylashuvli.

Ayrim shodalarni harakatlantirish usuliga ko'ra: bir-biri bilan bog'dangan, kinematik aloqali va bir-biridan bog'danmagan, kinematik aloqasiz.

Ikkinchi guruhdagi shodako'taruvchi karetkalarning tasniflanishini ko'ramiz.

Hosil qilinadigan homuza turiga ko'ra: yopiq homuzali; ochiq homuzali; yarim ochiq homuzali.

Shodalarni ko'tarish organlari soniga ko'ra: bir ko'tarishli va ikki ko'tarishli.

Bir ko'tarishli karetkalarda dastgoh bosh vali bir marta aylanganda homuza ochishning ham bir tsikli to'da bajariladi va asosan sekin ishlaydigan va og'ir dastgohlarda ishlatiladi.

Ikki ko'tarishli karetkalarda ko'tarish organi ikkita bo'dib ular navbat bilan ishlaydilar, ya'ni bittasi juft, ikkinchisi toq marta arqoq otishda, va asosan ochiq homuzali tezyurar dastgohlarda ishlatiladi.

Bu holda homuza mexanizmining to'da bir tsikli dastgoh bosh valining ikki marta aylanganda bajariladi.

Hozirgi paytda ishlatiladigan karetkalarning ko'pchiligi ochiq homuza hosil qiladilar.

Ochiq homuza karetkalari XIX asrda Angliyada yaratilgan obattersleyo' pichoqli karetkasidan boshlangan. Bunday karetkalarning takomillashgan turlari Shveytsariyaning Shtoybli firmasining 550 model va Serra ispan firmasining karetkalaridir.

Zamonaviy tezyurar ochiq homuzali karetkalar quyidagicha tasniflanadi: pichoqli, shayinli, rotatsion (aylanuvchan).

Uchala turdagi ochiq homuza karetkalarining naqsh mexanizmlari reversiv, ya'ni qaytaruvchan yoki noreversiv, yoki qaytmas bo'lishlari mumkin.

Reversiv naqsh mexanizmlari homuzalarning ketma-ketligini saqlab qoladigan yoki homuzalar ketma-ketligini saqlab qoladigan yoki homuzalar ketma-ketligi saqlab qolmaydigan bo'lishi mumkin.

Shodaqo'taruvchi karetkalar asosiy mexanizmlaridan tashqari o'tib ketgan nuqsonli homuzani qaytarish, shodalarni tekislash kabi qo'shimcha mexanizmlarga ega bo'lishi mumkin.

Uchinchi guruh homuza mexanizmlari bo'lgan jakkard mashinalari bir ko'tarishli va ikkiko'tarishli bo'lishi mumkin. Homuzaning shakliga ko'ra ular yopiq, yarim ochiq va ochiq homuzali bo'ladilar. Hozirgi paytda asosan ikki ko'tarishli yarim ochiq va ochiq homuzali jakkard mashinalari qo'llaniladi.

16.3. Homuza hosil qiluvchi mexanizmlardagi kinematik bog'danishlar

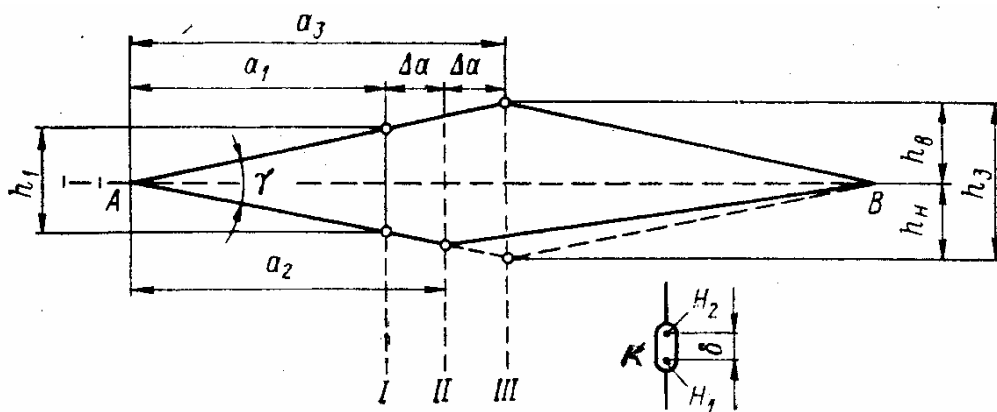
Gulalarning ko'zi shoda harakati yo'nalishida $\delta = 5 - 8$ mm o'lchamga ega bo'lgani uchun (16.6-rasm) zastup ñ boshlanish holatida shodalarning shu kattalikdagi harakati salt bo'ladi. U holda shodaning to'la harakat yo'li

$$H = h + \delta$$

bo'ladi. 16.6-rasmdan

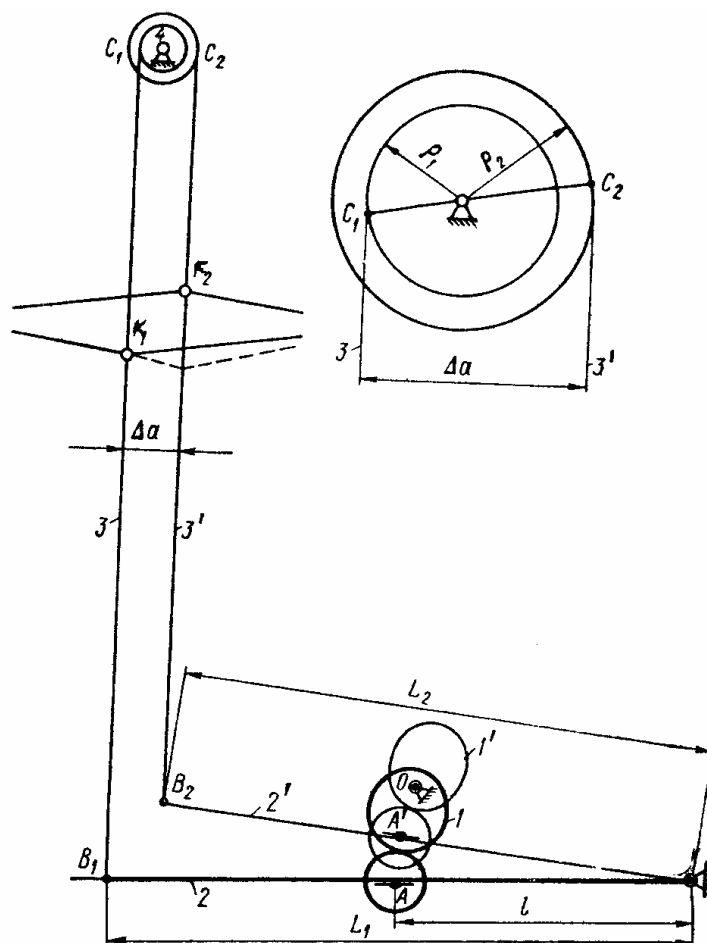
$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{h_1}{h_2}; \quad \frac{a_1}{a_3} = \frac{h_1}{h_3}$$

ekanini ko'rishimiz mumkin.



16.6-rasm. Uchta shodali homuzaning sxemasi:

$\overline{a_1}, \overline{a_2}, \overline{a_3}$ $\tilde{n}$ mato qirqog'adan I, II, III shodalargacha masofa; Δa $\tilde{n}$ qo'shni shodalar orasidagi masofa; γ $\tilde{n}$ homuza burchagi; AV $\tilde{n}$ boshlanish chizig'i; K $\tilde{n}$ gula ko'zi; N_1, N_2 $\tilde{n}$ tanda ipining gula ko'zlaridagi chetki holatlari; h_3-h_v va h_n dan iborat homuzaning umumiy balandligi.



16.7-rasm. Shodalarni harakati bog'lanishli mexanizm: μx $\tilde{n}$ qo'shni shodalar orasidagi masofa.

Mexanizmning ayrim kinematik ko'rsatkichlari orasidagi bog'danishlarni aniqlash uchun oldin shodalar ko'zlari harakatlarining xususiyatini ko'rish kerak (16.7-rasm).

Gula ko'zlaridagi tanda ipining chetki holatlari N_1 va N_2 hamda V_1 va V_2 nuqtalarning harakati amalda bir xil bo'ladi. Ikkala tepkidagi g'ildirakchaning markazi A nuqtaning harakat yo'li shodalarning to'la harakati N va tepkilarning l , L_1 , L_2 o'lchamlari bo'yicha hisoblab topilishi mumkin:

$$\begin{aligned} S_1 &= H_1 \frac{l}{L_1} \\ S_2 &= H_2 \frac{l}{L_2} \end{aligned} \quad (16.1)$$

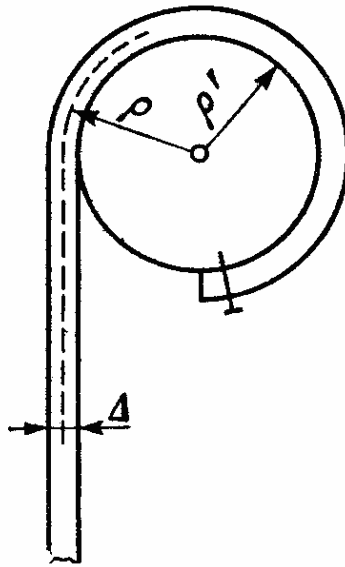
Juftlangan mexanizmlarda s_1 va s_2 yo'llarning nisbati vaqtning har bir onida o'zgarmas bo'ladi. Shoda ko'zlarining harakatiga amalda bog'ochlarning deformatsiyasi, kinematik juftliklardagi tirqishlar, ko'zda iplarning ishqalanishi ta'osir qiladi. Shularni hisobga olib s kattaligini hisoblangandan 1-2 mm katta olinadi.

Yuqori roliklarning radiuslari nisbatlari ularga osilgan shodalar harakat qulochlari nisbati bo'yicha aniqlanadi. 16.7-rasmdagi mexanizm polotno (surp) o'rilishi uchun quyidagicha bo'ladi:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\int_1}{\int_2} = const; \quad \rho_1 - \rho_2 = \Delta a \quad (16.2)$$

bu yerda rolikning hisobiy radiusi ρ uning o'z radiusi ρ' va tasmacha qalinligi Δ yarmining yig'indisiga teng (16.8-rasm):

$$\rho = \rho' + \frac{\Delta}{2}.$$



16.8-rasm. Yuqori roliklar o'lchamlarini hisoblashga.

Rolikning o'z radiusi 15-20 mm dan kattaroq olinadi.

Turli o'rilishlar mexanizmlari uchun roliklar radiuslari nisbatlarini aniqlash [5] da keltirilgan.

Shoda mexanizmining to'da ish tsikli o'rilish rapportidagi arqoq soni Γ_{η} ga bog'diq. Har bir arqoq otilishi tirsakli valning bir aylanishida sodir bo'dgani uchun mexanizmning to'da ish tsikli tirsaklar aylanishlar soni Γ_{η} ga yoki shu sonli aylanishlarning vaqtiga teng bo'dadi.

Umumiy holda mushtchalar hammasi tirsakli val bilan $i_T = P_y$ yoki uzatuvchi val bilan $i_n = \frac{P_y}{2}$ uzatish soniga ega bo'dgan maxsus mushtcha valiga o'rnatiladi.

Shodalar yoki tepkilarning harakati quyidagi ko'rsatkichlar bilan belgilanadi:

α_L ñ shodalarning tirsakli val bo'yicha to'xtalishi burchagi, $\alpha = 105...150^\circ$;

α_{L} ñ mushtchali (ekstsentrikli) val boöyicha toöxtalish burchagi;

β_{L} va β_{H} ñ shodalarning tirsakli va mushtchali vallar boöyicha koötarilish va tushish burchagi:

$$\beta_{\text{L}} = 360 - \alpha_{\text{L}} \quad \beta_{\text{H}} = \frac{\beta_{\text{L}}}{\Gamma_{\text{H}}}$$

β_{L} yoki β_{H} burchak homuza yopilish yoki shodalarning boshlanish chizigögacha harakati burchagi β_1 va homuzaning ochilish yoki shodalarning boshlanish chizigödan homuzaning toöda ochilishigacha harakati burchagi β_2 ga taqsimlanishi mumkin. Iplarning tarang holatda kamroq vaqt boödishlari uchun $\beta_1 < \beta_2$ boödishi tavsiya qilinadi.

β_{L} va β_{H} burchaklarga mos vaqt (sek. da):

$$t_{\alpha} = \frac{\alpha_{\text{r}}}{6n}; \quad t_{\beta} = \frac{\beta_{\text{r}}}{6n}$$

tarzda aniqlanadi va bu yerda n ñ tirsakli valning minutlik aylanish soni.

Shodaning yoödi l va göldirakcha markazining yoödi s larning nisbatini öözgarmas va

$$S = H \frac{l}{L}$$

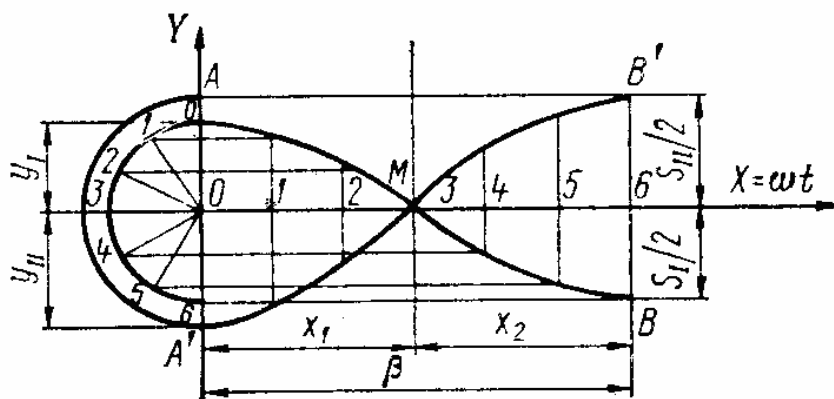
ifodaga teng deb olinadi.

Har bir tepki yoki shodaning s va H yoödlari barcha shodalar uchun umumiy boölgan boshlanish chizigödan boshlab hisoblanib homuzaning yuqorisida musbat, pastida manfiy hisoblanadi. Tepkilarning butun yoödlarini rim raqam bilan ($s_I, s_{II} \dots$), oraliq yoödlarini esa arab raqami bilan ($s_1, s_2 \dots$) belgilaymiz.

16.4. Shodalar harakatining qonunlari

Shodalarni harakatga keltirish uchun qoʻllaniladigan eng muhim qonuniyatlarni koʻrib chiqamiz.

Sinusoidal qonuniyatni shodalar harakati bogʻlanishli yoki mustaqil boʻlgan va homuza simmetrik boʻlganida qoʻllash tavsiya qilinadi. Bu holda $\beta_1 = \beta_2$ va $\frac{y_I}{y_{II}} = \frac{S_I}{S_{II}}$ boʻladi (16.9-rasm).



16.9-rasm. Shodalarning sinusoidal harakat qonuni.

Birinchi tepking $\sqrt{L}$ tushish grafigi kosinusoidaning tarmogʻidir:

$$S_1 = \frac{S_I}{2} \cos \omega t \quad (16.3)$$

$$[0 < t < t_1]; \quad t = \frac{\beta}{6n} \quad \text{III}$$

Burchak chastota

$$\omega = \frac{\pi}{t} \quad \text{III}^{-1}$$

Yoʻl funksiyasini vaqt boʻyicha differentsiallab tezlik va tezlanishlarni aniqlaymiz

$$V = \frac{dS}{dt} = -\frac{S_I}{2} \omega \sin \omega t \quad (16.4)$$

$$W = \frac{dV}{dt} = -\frac{S_I}{2} \omega \cos \omega t \quad (16.5)$$

Shunga o'xshash ikkinchi tepkning ko'tarilish chizig'ä $v' \mid L'$ uchun:

$$S_2 = -\frac{S_{II}}{2} \cos \omega t \quad (16.6)$$

Ikkala kosinusoida radiuslari

$$\frac{S_I}{2} \text{ va } \frac{S_{II}}{2}$$

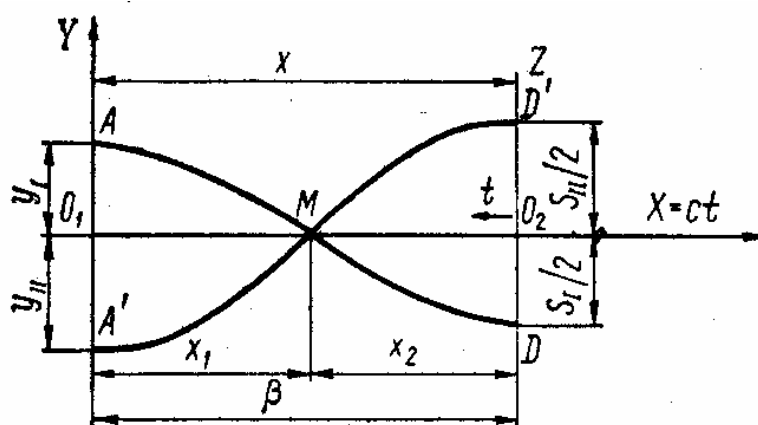
boʻlgan yarim aylanalar yordamida quriladi.

Birinchi va ikkinchi tepkilar yoʻllarining nisbati

$$\lambda = \frac{S_I \cos \omega t}{S_{II} \cos \omega t} = \frac{S_I}{S_{II}} = \frac{H_I}{H_{II}} = \text{const} \quad (16.7)$$

(16.7) ifodaning bajarilishi shodalar harakati mustaqil boʻlgan mexanizmlar uchun shartdir.

Shodalar harakatining parabolik qonuniyati.



16.10-rasm. Shodalarning parabolik qonuniyat bo'yicha harakati diagrammasi.

Simmetrik homuza uchun $\beta_1 = \beta_2 - \frac{\beta}{2}$ boʻladi. Bu holda birinchi tepkning tushishida homuzaning yuqori qismidagi AM parabola uchun (16.10-rasm) uchun koordinata boshi -1 da deb qabul qilinganida va $S = y$ (miqyos $\frac{1}{s} \approx 1$) boʻlganida:

$$y = y_1 - \frac{1}{2} \frac{y_1^2}{t} \text{ yoki } s_1 = \frac{S_I}{\gamma} - \frac{1}{2} \frac{S_I^2}{t^2}; \quad (16.8)$$

$$c = \frac{x}{t\beta}; \quad 0 < t < \frac{t\beta}{2}$$

boʻladi va bu yerda t_β $\tilde{n}$ mushtchali val β burchakka buraladigan vaqt $S_1 = 0$ boʻlganida esa:

$$\varphi_1 = \frac{S_I}{2c^2 t_\beta^2}; \quad V = \frac{dS}{dt} = -2\varphi_1 \beta t; \quad (16.9)$$

$$W = \frac{dV}{dt} = -2\varphi_1 \beta \quad (16.10)$$

boʻladi.

Birinchi tepkinging homuzaning pastki qismida tushish chizigʻi Γ ning tenglamasi koordinata boshi O_2 boʻlganida:

$$S_1 = -\frac{S_I}{2} + \varphi_2 \beta t^2 \quad (16.11)$$

$$\left(-\frac{t\beta}{2} < t < 0 \right); \quad \varphi_2 = \varphi_1$$

boʻladi.

Ikkala chiziqning tutashuv nuqtasi Γ da:

$$S_1 = 0 \text{ va } V = -2\varphi_1 \beta \frac{t\beta}{2}$$

boʻladi. Xuddi shunga oʻxshash ikkinchi tepkinging koʻtarish parabolalari $A'M$ va MD' uchun:

$$S_2 = -\frac{S_{II}}{2} + p_1 c^2 t^2 \text{ va } S_2 = -p_2 c^2 t^2 + \frac{S_{II}}{2} \quad (16.12)$$

boʻladi. $t = \frac{t\beta}{2}$ va $S_2 = 0$ boʻlganida esa:

$$p_1 = p_2 = \frac{S_{II}}{2c^2 t_\beta^2} \quad (16.13)$$

boʻladi.

Texnologik nuqtai nazardan homuzaning yopilish vaqti t_1 uning ochilish vaqti t_2 dan kichik, yaʼni $t_1 < \frac{t\beta}{2}$ va $t_2 > \frac{t\beta}{2}$ boʻlishi maqsadga muvofiq. Bunday holda AM parabola uchun:

$$\varphi_1 = \frac{S_I}{2c^2 t_1^2} \text{ va } \varphi_2 = \frac{S_I}{2c^2 t_2^2}$$

va miqyoslarning nisbati:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{t_2^2 S_I}{t_1^2 S_{II}}$$

boʻladi. Bunday holda M nuqtada:

$$V_{AM} = -2\frac{1}{t_1} \frac{1}{t_1}; \quad V_{MD} = -2\frac{1}{t_2} \frac{1}{t_2}$$

hamda tezliklarning nisbati

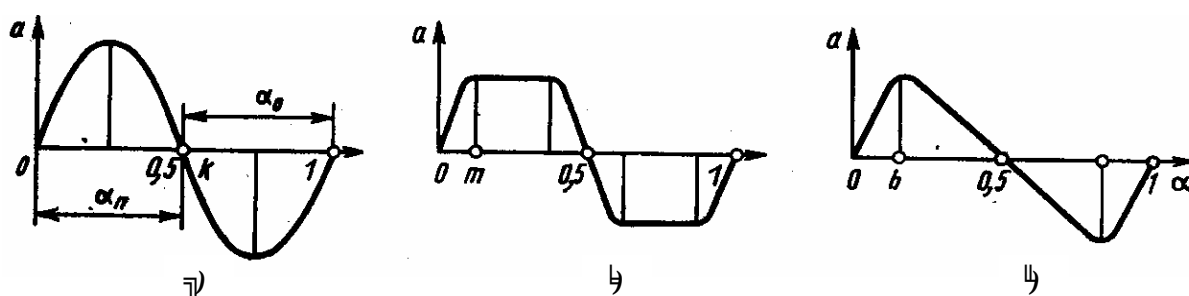
$$\frac{V_{AM}}{V_{DM}} = \frac{t_2}{t_1} \frac{1}{1}$$

boʻlishi kelib chiqadi, yaʼni Γ tutashuv nuqtasida tezliklarning sakrab oʻzgarishi sodir boʻladi. Bu holat boshlanish chizigʻiga toʻgʻori kelgani va bunda iplar gula koʻzida erkin turgani uchun ularga unchalik katta salbiy taʼsir koʻrsatmaydi, lekin mexanizmda zarbiy yuklanish paydo boʻladi.

Shodalar harakatining qoʻshma qonuniyatlari. Boshdagi texnologik va kinematik talablarni qondirish uchun shoda harakatining turli qismlarida turli qonuniyatlar qoʻllanishi mumkin. Bunga misol qilib parabolik va toʻgʻori chiziq qonuniyatlarini qoʻshib ishlatishni koʻrsatish mumkin [5].

Tezyurar mexanizmlar uchun maxsus qonuniyatlar. Yangi tezyurar dastgohlarda dinamik rejim ogʻirlashib mexanizmlarda nafaqat qattiq zarbalarga (tezlanishning oniy cheksiz kattalikka oʻzgarishi), balki yumshoq zarbalarga (tezlanishning oniy chekli kattalikka oʻzgarishi) ham yoʻl qoʻyib boʻlmaydi. Bundan shoda harakatining boshlanish va tugash nuqtalarida tezlanish nolga teng boʻlishi va oraliqlar tekis oʻzgarishi kerakligi kelib chiqadi. Bu talabga javob beradigan **qonuniyatlar** uchta [6]:

1. Sinusoidal (16.11-rasm, a);
2. Neklyutin (16.11-rasm, b);
3. Qiya sinusoidal (16.11-rasm, v).



16.11-rasm. Zarbsiz qonunlarda tezlanishning o'zgarish diagrammasi.

Boshqa hamma ko'rsatkichlar bir xil bo'lganida mazkur qonunlar ishlatilgandagi tezlik va tezlanishlarning nisbiy kattaligi quyidagicha [6].

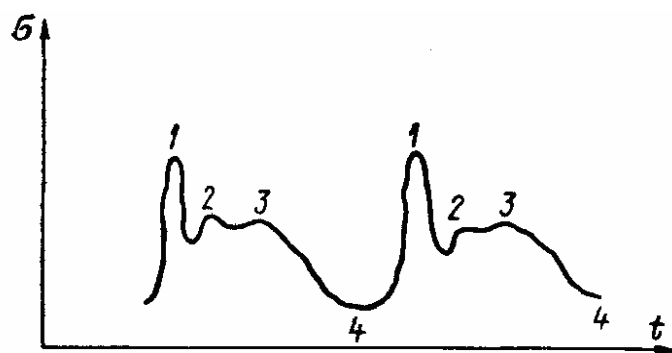
16.1-jadval

Tezlanish qonuniyati	Sinusoidal ($\epsilon = 0,5$)	Neklyutin ($\epsilon = 0,075$)	Qiya sinusoida ($b = 0,15$)
$V_{\max}$	2	2	1,74
$W_{\max}$	6,28	4,49	5,9

Ma'lumotlardan ko'rinadiki, bir xil holatda eng past tezlikni qiya sinusoida qonuniyati, eng past tezlanishni neklyutin qonuniyati, o'rtacha tezlanishni qiya sinusoida qonuniyati ta'minlar ekan.

16.5. Homuza mexanizmlarining kuch tahlili

Mushtchali homuza mexanizmlarida harakatlanuvchi qismlarning massalari va inertsion yuklamalar asosiy texnologik yuklama bo'lgan shodalarning gulalariga ta'sir qiluvchi tanda iplarining taranglik kuchlaridan ancha kichik bo'ladi. shuning uchun ip tarangligi asosiy kuch faktori hisoblanadi. Tanda iplarining tarangligining to'quv davri jarayonida o'zgarishi 16.12-rasmda keltirilgan.



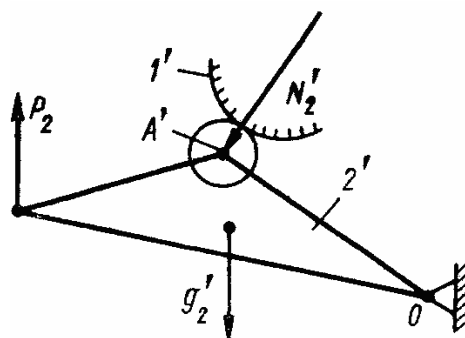
16.12-rasm. Polotno (surp) o'rilishda tanda iplari tarangligini o'zgarishi.

Grafikdan ko'rinishicha taranglik cho'qqisi 1 arqoqni mato qirg'og'iga urishga to'g'ri keladi; 2-3 sohalar ochiq homuzaning to'xtalishiga, 3-4 sohalar esa taranglikni boshlanishdagi taxtlash tarangligigacha kamayishiga to'g'ri keladi. Dastgohni sozlashda shodalarning qiyshayishi, mokining homuzada tiqilib qolish hollarida iplarning tarangligi xavfli darajada keskin oshib ketishi mumkin.

Yuqoridagilardan kelib chiqib iplarning shodaga ta'osir etish kuchi ularning uzilish kuchining 0,5-0,7 qismiga teng deb hisoblash mumkin.

Shodalar harakati bog'danishli bo'lgan mushtchali homuza mexanizmining kuch tahlilini bajaraylik. Mexanizmning hisobiy holati sifatida homuza to'da ochilishida ikkinchi shodaning ko'tarilib bo'lishidan oldingi holatni qabul qilamiz (16.7-rasm). Bu holatda ikkinchi tepkidagi mushtcha qarshi mushtcha vazifasini bajaradi.

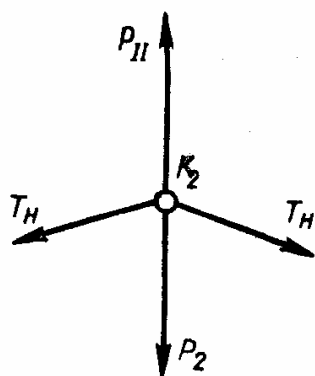
Aslida bunday holatda qarshi mushtcha tepki ko'tarilishida g'uldirakchanning erkin harakatiga xalaqit bermasligi kerak, ammo tayyorlash va yig'ish noaniqliklari natijasida ularning orasida kontakt kuchlanishlari sodir bo'ladi deb hisoblash lozim bo'ladi (16.13-rasm).



16.13-rasm. Orqa shoda tepkisining kuch tahlili.

$\sqrt{}$ o'qli g'ildirakcha va qarshi mushtcha 1' orasidagi normal bosim N_2 ni 20-40N atrofida deb qabul qilamiz. Bu sharoitda ikkinchi tepki 2' ning og'irlik kuchi $g'_2 = m_2 g$ ni hisobga olgan holdagi muvozanat shartlari tepkning O o'qiga nisbatan kuch momentlari tenglamasi bilan aniqlanadi va undan ikkinchi shodaning bog'ichlaridagi P_2 kuch aniqlanadi.

Keyin ikkinchi shodaning umumlashgan ko'zi K_2 ning muvozanatini ko'ramiz (16.14-rasm).



16.14-rasm. Orqa shodaning kuch tahlili.

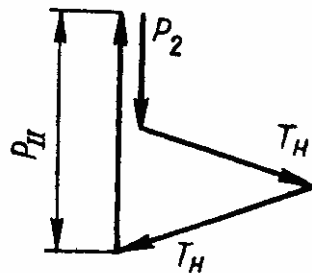
Bog'ichning pastidagi kuch ma'lum bo'lib Γ_2 ga teng, yuqorisidagi kuch $\tilde{P}_{II}$. Bundan tashqari ko'zlarga tanda iplarining

$$T_{\mp} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{\parallel} n_{\parallel}$$

tarzda aniqlanadigan taranglik kuchi taʼsir qiladi va bu yerda n_{I} va σ_{I} $\tilde{n}$ tanda iplarining soni va ularning uzilish kuchi.

Iplarning gula koʻzlaridagi ishqalanish hisobga olinmaydi.

Orqa shodaning yuqori bogʻichlariga taʼsir qiluvchi Γ_{II} kuch 16.15-rasmdagi kuch koʻpburchakligidan aniqlanadi.



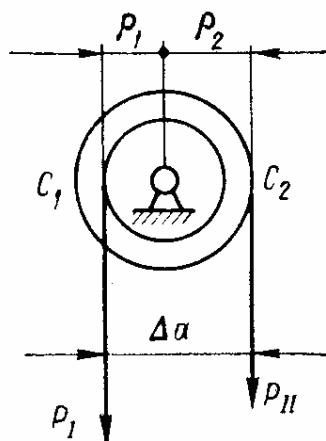
16.15-rasm. Orqa shoda uchun kuchlar koʻpburchakligi.

Soʻngra yuqoridagi C_1 va C_2 rolikli valikning muvozanatini koʻramiz (16.16-rasm).

Tuzilgan momentlar tenglamasidan

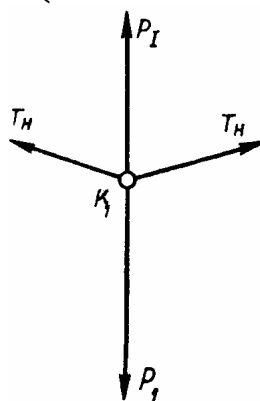
$$\Gamma_{\text{I}} = P_{\text{II}} \frac{\rho_2}{\rho} \quad (16.14)$$

ekanini aniqlaymiz.



16.16-rasm. Yuqori valik kuch tahlili.

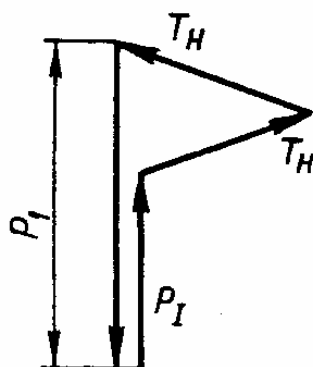
Undan keyin birinchi tepkining gulalari (shodalari) muvozanatini ko'ramiz (16.17-rasm).



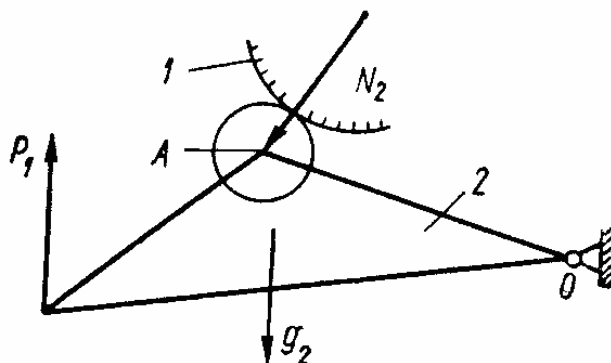
16.17-rasm. Oldingi shodaning kuch tahlili.

Yuqori bog'ochning tarangligi Γ va tanda iplarining tarangligi T_T ma'lum deb olib kuchlar ko'pburchagidan shodalarning past bog'ochdagi kuch P_I ni aniqlaymiz (16.8-rasm).

Bu P_I kuch tepki 2 ga ta'osir qiladi (16.19-rasm).



16.18-rasm. Oldingi kuch ko'pburchakligi.

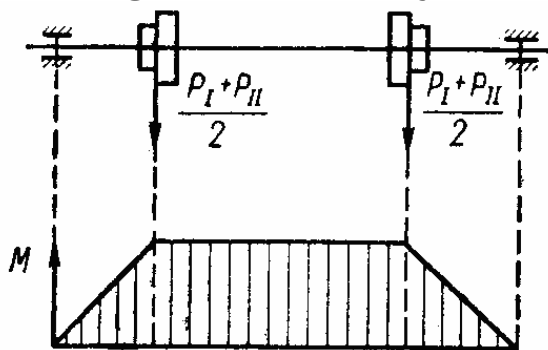


16.19-rasm. Oldingi shoda tepkisi kuch tahlili.

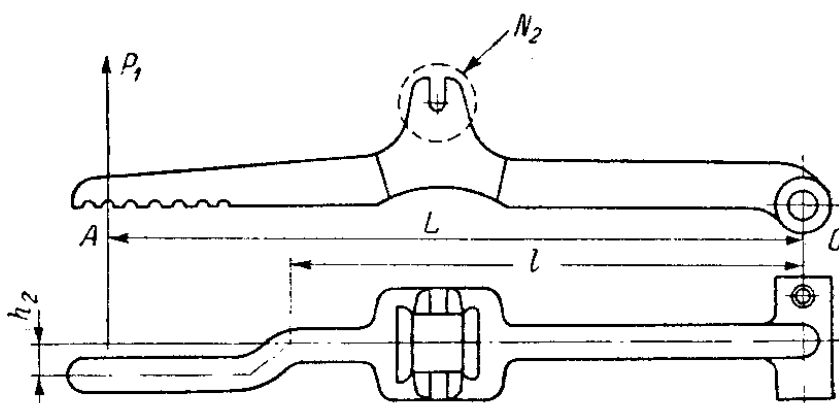
Tepkning — aylanish o'qiga nisbatan kuchlar momenti tenglamasidan yetaklovchi mushtcha 1 tomonidan ta'sir qiladigan normal kuch N_2 aniqlanadi. Bunda tepkning o'z og'irligi g_2 ni va ishqalanish qarshiliklarini hisobga olmaslik mumkin. Bu ular hosil qiladigan momentlar qisman bo'lsa ham bir-biri bilan yeyishib ketishi bilan ham izohlanadi.

16.6. Homuza mexanizmlarini mustahkamlikka hisoblash

Shoda ko'tarish karetkasining yuqori valigini hisoblash. Polotno (surp) o'rilish mushtchali homuza mexanizmining valigini ko'raylik (16.20-rasm). U St2 yoki St3 dan yasaladi. Valikka o'rnatilgan roliklarga ta'sir qiladigan kuchlar $\frac{\rho_I + \rho_{II}}{2}$ ko'rinishda aniqlanadi. Dastgohning konstruktiv o'lchamlariga binoan eguvchi momentlar epyurasi qurilib maksimal moment kattaligi bo'yicha valikdagi normal kuchlanishlar va deformatsiyalar materiallar qarshiligi usullari bilan aniqlanadi va yo'l qo'yiladigan kattaliklar bilan qiyoslanadi. Valikning materiali St2 yoki St3.



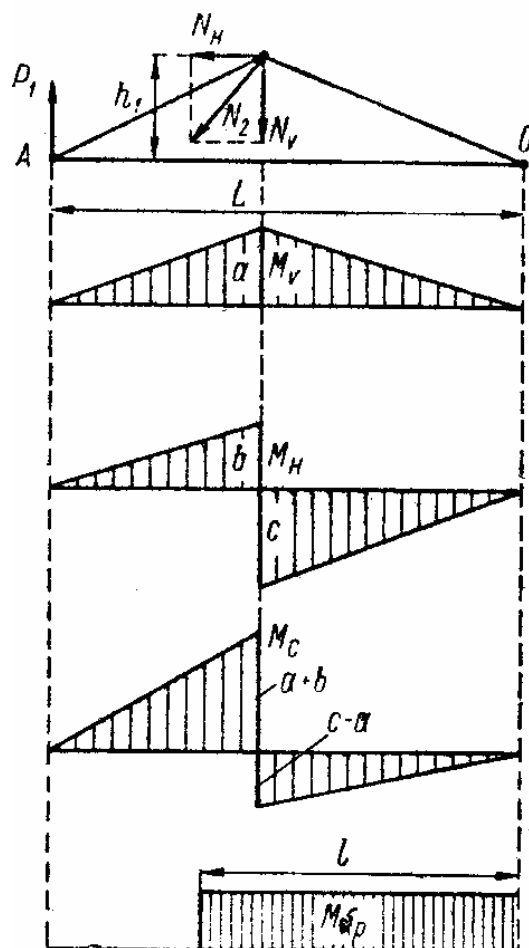
16.20-rasm. Yuqori valik uchun eguvchi momentlar epyurasi.



16.21-rasm. Tepkning hisob sxemasi.

Shoda ko'otarish karetkasi tepkisini hisoblash. Tepkilarning hisob sxemasi 16.21-rasmda keltirilgan. Tepkilar SCH18-36 markali kulrang cho'oyandan tayyorlanadi. Tepkiga ta'osir qiladigan normal kuch N_2 ni $N_{\mp}$ va vertikal N_v tashkil etuvchilarga ajratish mumkin (16.22-rasm).

Vertikal tashkil etuvchi N_v ta'osirida M_v eguvchi moment hosil bo'ladi. Gorizontaal tashkil etuvchi $N_{\mp}$ ta'osirida h_1 yelkali qo'shimcha $M_{\mp} = N_{\mp} h_1$ eguvchi moment hosil bo'ladi. bu moment ta'osirida A va O tayanchlarda hosil bo'ladigan reaksiyalar $R = \frac{N_{\mp} h_1}{L}$ juft kuch hosil qiladi. Bu kuchlarni L_v kuch ta'osirida hosil bo'lgan reaksiyalar bilan qo'shish kerak bo'ladi. M_v , $M_{\mp}$ va yig'indi eguvchi moment M_c epyuralari 16.22-rasmda keltirilgan.



16.22-rasm. Tepki uchun eguvchi moment va burovchi moment epyuralari.

16.21-rasmdan ko'rinishicha, tepkning chap uchi h_2 kattalikka egilib tushgani uchun P_l kuch ta'osirida l sohada $M_{\perp} = P_l h_2$ burovchi moment hosil bo'ladi. Bu holda keltirilgan moment

$$I_{\perp} = \sqrt{I_{\perp}^2 + I_{\parallel}^2}$$

ko'rinishda aniqlanadi.

Tepkini xavfli kesimi g'ildirakga ostidagi kesim bo'lib undagi kuchlanish keltirilgan moment bo'yicha hisoblanadi.

16.7. STB homuza mexanizmining xususiyatlari va hisobi

STB homuza mexanizmini tuzilishi va asosiy xususiyatlarini krib chiqamiz.

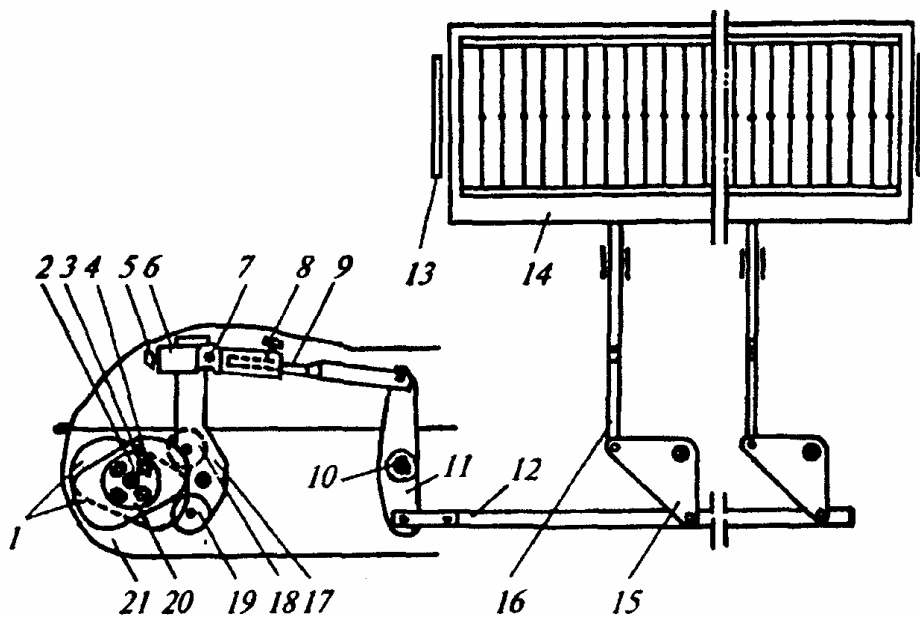
STB to'quv dastgohining mushtchali homuza hosil qilish mexanizmida har bir shoda uchun alohida-alohida **mushtcha** va **aksilmushtcha** o'rnatilgan. Bu esa shodalarni prujinalar ishlatmasdan pastga va yuqoriga aniq harakatlantirishga imkon beradi. Bu mexanizm to'diq ochiq homuza hosil qiladi.

STB dastgohining homuza hosil qilish mexanizmi to'quv dastgohining yon validan zanjirli va tishli uzatmalar orqali harakatlantiriladi.

Mexanizmning tuzilishi va ishlashi. Shoda ko'taruvchi (16.23-rasm) mushtchalar 1 ni yig'ish vaqtida ular tumbaga bo'sh o'rnatiladi. Tumba o'rtasida o'q 2 uchun teshik qoldirilgan. Mushtchalarni to'g'ri o'rnatgandan so'ng, ular to'rtta bolt 3, gayka 4 va shayba 20 bilan mahkamlanadi. Yig'ilgan mushtchalar tumbasi bilan birga moy quyilgan quti 21 ga o'rnatiladi. Mushtchalar dastak 17 ning yuqori 18 va pastki 19 roliklariga tegib turadi. Dastak 17 ning yuqori uchiga bo'yincha 6 o'rnatilgan bo'lib, u bolt 5 yordamida mahkamlanishi mumkin. Bo'yinchani dastak yelkasi bo'ylab yuqoriga va pastga surib homuza balandligi o'zgartiriladi. Bo'yincha sharnir 7 yordamida tortqi 9 vositasida biriktirilgan. Tortqi uzunligini bolt 8 yordamida o'zgartirish mumkin. Tortqi bilan o'q 10 dagi ikki yelkali dastak 11 sharnirli biriktirilgan dastakning pastki yelkasiga gorizontal shtanga 12 ga qulf yordamida mahkamlangan. Shtanga burchakli dastaklar 15 bilan biriktirilgan. Burchakli dastaklarning gorizontal yelkalari

vertikal shtangalar 16 bilan bogʻlangan boʻlib, ular oʻz navbatida yoʻnaltiruvchi yordamida qulf orqali shodalar 14 bilan bogʻlangan. Shodalarning yon tomoniga yoʻnaltiruvchi kolodka 13 tiralgan.

Tumba aylanganda mushtchalar 1 dastak 17 ni harakatga keltiradi va tortqi 9 ikki yelkali dastak 11, gorizontal shtanga 12, burchakli dastak 15 va vertikal shtanga 16 orqali shodalarga harakat uzatadi.



16.23-rasm. STB dastgohining kulachokli homuza hosil qilish mexanizmi:

1 ñ mushtchalar; 2 ñ oʻq; 3, 5, 8 ñ boltlar; 4 ñ gayka; 6 ñ halqa; 7 ñ sharnir; 8, 9 ñ tortqilar;
10 ñ oʻq; 11 ñ ikki yelkali dastak; 12 ñ burchakli dastak; 13 ñ yoʻnaltiruvchi; 14 ñ shoda;
15 ñ burchakli dastak; 16 ñ vertikal shtanga; 17 ñ dastak; 18, 19 ñ yuqorigi va pastki rolik;
20 ñ shayba; 21 ñ quti.

Agar mushtcha yuqorigi rolik 18 ga katta radiusi bilan taʼsir etsa, dastak soat mili yoʻnalishida aylanib,

gorizontal shtangani tortadi. U o'z navbatida burchakli dastaklarni soat mili yo'nalishida aylantirishi natijasida vertikal shtangalar yuqoriga yo'naladi va shodalar ko'tariladi.

Aksilmushtcha esa katta radiusi bilan pastki rolik 19 ga ta'osir etganda shodalar pastga tushadi. Ravon homuza hosil bo'lishi uchun ikki yelkali dastaklar 11 ning pastki yelkalari har xil uzunlikda bo'lib, ular shodalarga har xil harakat uzatadi.

O'rnatish va sozlash. Mexanizmni to'qquv dastgohiga o'rnatishda homuza burchagi $21-23^\circ$ qilib rostlanadi (bu homuza burchagi eng maqbul hisoblanadi). Buning uchun dastak 17 uchidan bo'yoyncha 6 ning ustki qismigacha bo'lgan oraliq 35 mm ni tashkil etishi kerak.

Batanda o'rnatilgan ip tashlagichni yo'naltiruvchi taroq, tishlariga nisbatan homuzani to'g'ori o'rnatish uchun tortqi 9 ning uzunligini o'zgartirish kerak. Homuzani tishlarga nisbatan to'g'ori o'rnatish uchun tortqi bilan bo'yoyncha o'ng uchi orasi (tortqining yo'g'onlashgan joyigacha) 12 mm bo'lishi kerak. Bo'yoyncha yordamida homuza burchagini 16 dan 26° gacha o'zgartirish mumkin. Bo'yoyncha qancha yuqoriga siljitilsa, homuza burchagi shuncha kattalashadi va aksincha.

Homuzaning o'rta o'orni STB dastgohlarida tigö bilan mato qirg'og'ä oralig'ä bilan o'dchanishi yoki bosh valning gradusida belgilanishi mumkin. Homuzaning o'rta o'orni bosh valning 345° dan 40° gacha o'rnatilishi mumkin. Homuzaning o'rta holatini o'rnatish uchun bosh val kerakli holatga qo'yilgandan so'ng yetaklanuvchi yulduzchani tishgöldirak bilan mahkamlovchi boltlar bo'shatilib (rasmda ko'rsatilmagan), mushtchalar aylantiriladi va shodalar o'rta holatga kelgandan so'ng

boltlar yana mahkamlanadi. Bu vaqtda bosh val aylanib ketmasligi uchun albatta tormozlab qo'yilishi kerak.

Mato o'rilishi o'zgarsa, mushtchalar va aksilmushtchalarni ham o'zgartirish kerak. Buning uchun to'quv dastgohlari har xil mushtchalar to'plami bilan jihozlangan bo'lishi mumkin.

Mushtchali juftlar (mushtcha va aksilmushtcha) qanday rapportga mo'ljallanganligi hamda qaysi tartibda shodalarni ko'tarishi va tushirishi aksilmushtchaning yon tomonida raqamli kasr alomati bilan belgilanadi. Kasr surati mushtchalarning katta radius sonini, maxraji kichik radius sonini; ya'ni surati n shodalarning ko'tarilishini, maxraji n tushish tartibini ko'rsatadi. Mushtchali juftlarni teskari qo'yish yo'li bilan o'rilishning teskari rapportini olish mumkin.

To'quv dastgohlarida mushtchali juftlar mato o'rilishning arqoq rapporti bo'yicha quyidagicha bo'lishi mumkin:

4-ipga $1/1$; $1/1$; $1/3$; $2/2$;

5-ipga $1/4$; $2/3$; $1/1+1/2$;

6-ipga $1/5$; $2/4$; $3/3$; $1/2+1/2$; $1/2+2/1$;

8-ipga $1/2+1/4$; $2/2+2/2$; $2/3+2/1$ va hokazo.

Mushtchalarni o'rnatish, ularning tartibi, siljitish burchagi va harakat tezligi o'rilish turi, rapporti va tanda iplarini o'tkazish tartibiga bog'liq.

Mexanizmدا quyidagi nuqsonlar bo'lishi mumkin:

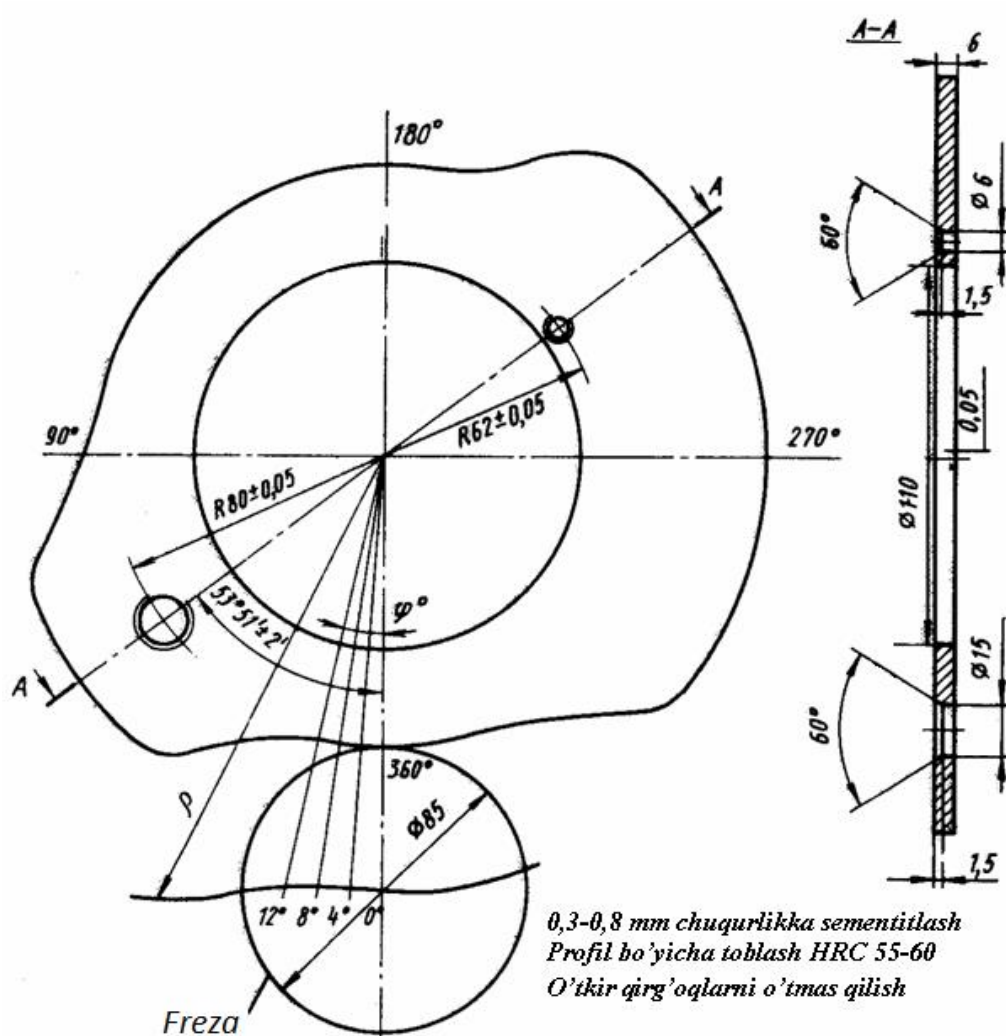
1. Homuzaning noto'g'ri holati. Bunga sabab zanjirning bo'shligi, yulduzchaning yaxshi mahkamlanmaganligi, mushtchalarning bir-biriga nisbatan noto'g'ri qo'yilganligi.

2. Harakat uzatish qismlarida bo'sh oraliqlar hosil bo'lsa, shodalar harakati va homuza balandligi o'zgaradi. Bular shodalarning silkinib, keskin harakat qilishiga va

iplar uzilishining ko'payishiga olib keladi. Bu holda yeyilgan detallarni almashtirishga to'g'ri keladi.

3. Mushtchalar jufti to'g'ri terilmasa yoki to'g'ri tanlab olinmasa, o'rilish turi boshqacha chiqadi va mato da nuqson hosil bo'ladi.

STB homuza mexanizmi mushtchasi va roligining hisobi. STB to'quv dastgohi homuza mexanizmi mushtchasi va roligining kontaktda turgan holati 16.24-rasmda keltirilgan.



16.24-rasm. STB homuza mexanizmining kontaktda turgan mushtcha va roligining chizmasi.

Ish paytida mushtcha va rolikning bir-biriga tegib turgan joylarida quvvat uzatish taʼsirida kontakt kuchlanishlar hosil boʻladi. Yogʻdi vannada ishlaydigan bu juftlik toliqishga hisoblanishi kerak. Toliqishga hisob kontakt kuchlanishlar boʻyicha olib boriladi. Tsilindrik shakldagi rolik va mushtchaning teginishidagi eng katta kontakt kuchlanish

$$\sigma_{\perp} = 14,220 \sqrt{\frac{\gamma}{b} \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R_{\parallel}} \right)} \quad (16.15)$$

koʻrinishdagi Gerts-Belyaev formulasiga binoan hisoblanadi. Bu formulada:

γ – mushtcha profiliga normal boʻyicha beriladigan kuch, mN;

b – ishchi yuza kengligi, m;

r – rolikning radiusi, m;

$R_{\parallel}$ – mushtcha ishchi profili egrilik radiusi, m;

γ – qayishqoqlik moduli, mN/m².

Agar mushtcha va rolik materiallari turli γ_1 va γ_2 modulga ega boʻlsa, keltirilgan qayishqoqlik moduli

$$\gamma = \frac{2\gamma_1\gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2} \quad (16.16)$$

Mushtcha ishchi profilning qabariq qismlarida $R_{\parallel}$ musbat, botiq qismlarida manfiy va toʻgʻri chiziqli boʻlsa – ga teng deb olinadi. Ishoralarning bu qoidasi kinematik hisoblardagi nazariy profilning egrilik radiusi R ning ishoralari qoidasiga mos kelmaydi.

Mushtcha va tsilindrik rolikka yoʻl qoʻyiladigan eng katta yuklama

$$\Gamma_{\max} = \frac{Cb}{\frac{1}{r} + \frac{1}{R_{\parallel \min}}} \quad (16.17)$$

formula boʻyicha hisoblanadi; bu yerda γ – mushtcha va rolik materiallariga bogʻliq koeffitsient (6.2-jadval).

6.2-jadval

γ koeffitsient kattaligi

Material		γ mN/m ²
Rolik	Mushtcha	
Toblangan poʻdat	Kulrang choʻyan	6,39
	Modifikatsiyalangan choʻyan	12,8
	Fosforli bronza	7,37
	Tsementatlangan poʻdat	39,3

Kontakt kuchlanish $\sigma_{\perp}$ yoʻl qoʻyilgan kontakti kuchlanish $\sigma_{\parallel}$ dan kichik, yaʼni

$$\sigma_{\perp} < \sigma_{\parallel}$$

boʻlsa ishchi yuzalarning kafolati ish davri $3,0 \cdot 10^8$ tsikldan katta boʻladi.

Agar rolik oʻrnida podshipnik oʻrnatilsa unga boʻlgan yuklama podshipnik uchun yoʻl qoʻyiladiganning 1/3 dan oshmasligi kerak.

Nazorat savollari

1. Homuza hosil qilishning asosiy geometrik va kinematik ko'rsatkichlari nimalardan iborat?
2. Homuza hosil qilish jarayonida tanda iplari egallagan o'rinlar nima deb ataladi?
3. Shoda mexanizmining to'la ish tsikli o'rilish rapportidagi nimaning soniga bog'liq?
4. Polotno (surp) o'rilishda tanda iplari tarangligining o'zgaris gra tushuntirib bering.
5. Orqa shoda tepkisining kuch tahlilini izohlab bering.
6. To'quv dastgohlarida mushtchali juftlar mato o'rilishning arqoq rapporti bo'yicha qanday bo'lishi mumkin?
7. Tepki uchun eguvchi moment va burovchi moment epyuralarini izohlab bering.

XVII BOB. BATAN MEXANIZMINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

17.1. Batan mexanizmlarining turlari va ularning vazifalari

Batan mexanizmining asosiy texnologik vazifasi arqoqni mato qirgöögäga surib jipslashdir. Bundan tashqari batan arqoq tashlash uchun yođ hosil qilish, moki va tashlagichlar harakatini yoñnaltirish, mokini tormozlash, mato va tanda rostlagichlarni va naycha almashtirish avtomatini yurgizish kabi bir qancha qoöshimcha vazifalarni bajaradi.

Mokili dastgohlarning zarb mexanizmi, koöpmokili asboblar, mokini chiqib ketishdan saqlovchi qurilma, arqoq ipini nazorat qiluvchi qurilmalar ham batanga oöratiladi.

Batan mexanizmining asosiy vazifasi bođgan arqoqni mato qirgöögäga surib jipslashning uchta usuli qođlaniladi:

- 1) matoning butun eni boöylab birdaniga ñ frontal;
- 2) mato enining qismlari boöyicha ñ seksion;
- 3) arqoqni mato qirgöögäga ketma-ket ñ nuqtaviy.

Birinchi frontal usul mokili, tashlagichli, pnevmatik, gidravlik, pnevmorapirali dastgohlarda qođlanilib asosiy ishchi organi bođib mato eni uzunligidagi tigö (berdo) xizmat qiladi. Seksion usul yassi seksion ATPS dastgohlarda qođlanilib asosiy ishchi organ sifatida mos uzunlikdagi seksion tigö, disk va h.k lar ishlatiladi. óSajemô (Frantsiya) kabi yumaloq toöquv dastgohlarida ishlatiladigan usulda arqoqni surib jipslashni mokiga oöratilgan maxsus yetaklovchi, disk yoki maxsus ignasimon roliklar bajaradi [7].

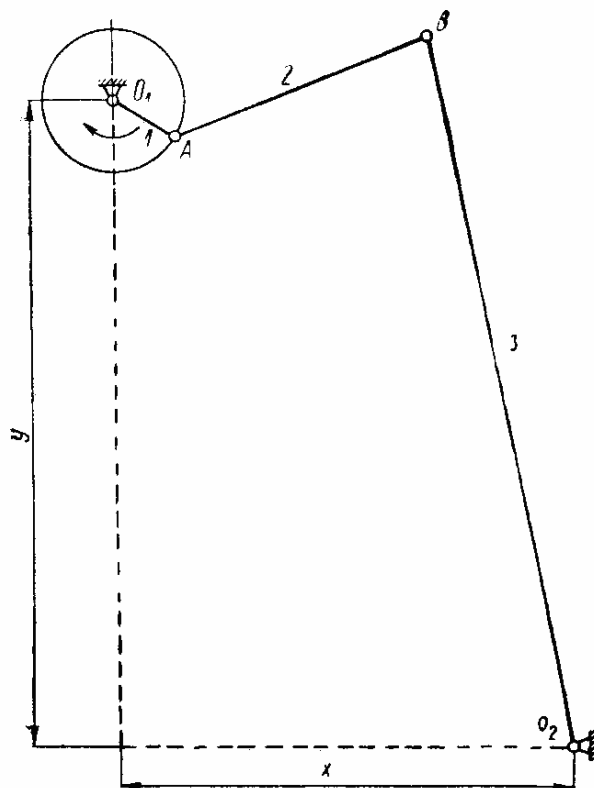
To'quvchilikda eng tarqalgan va universal usul birinchi frontal usul bo'lib, bunda tigöbatanga o'rnatiladi.

Batan mexanizmlari kinematik strukturalariga ko'ra to'rtta asosiy turga bo'linadi. Ularni ko'rib chiqaylik.

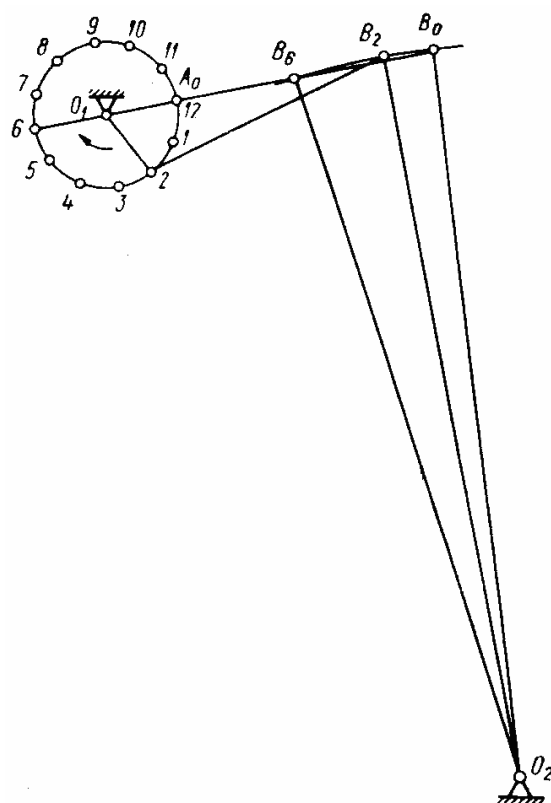
To'rt bo'günli batan mexanizmi. Bu tur (17.1-rasm) asosiy bo'lib eng ko'p tarqalgan. Mexanizmning tarkibiga tirsak 1, yetaklovchi tortqisi 2 va batan 3 (batanning qanoti) kiradi.

AT turdagi dastgohlarda batan qanotining radiusi $R = BO_2$ tirsakning radiusi $r = O_1A$ dan taxminan 10 marta uzun. Amaldagi o'lchamlar quyidagicha: $x = 450$ mm; $y = 634$ mm; $r = 70$ mm; $l = AB = 264$ mm; $R = 726$ mm.

Agar qanot barmogü L ning chetki holatlarini birlashtirgan vatarning davomi tirsakli val o'qi O_1 dan o'tsa mexanizm aksial va aks holda dezaksial deyiladi (17.2-rasm).



17.1-rasm. To'rt bo'günli batan mexanizmi sxemasi.

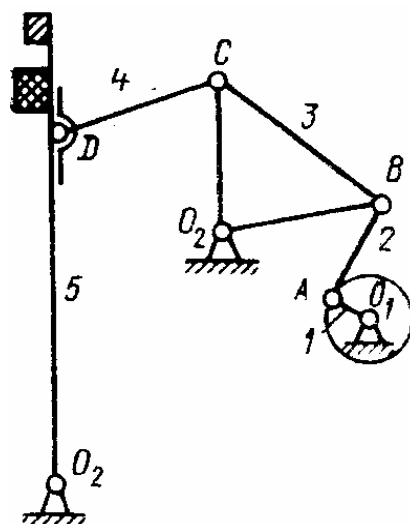


17.2-rasm. Aksial batan mexanizm sxemasi.

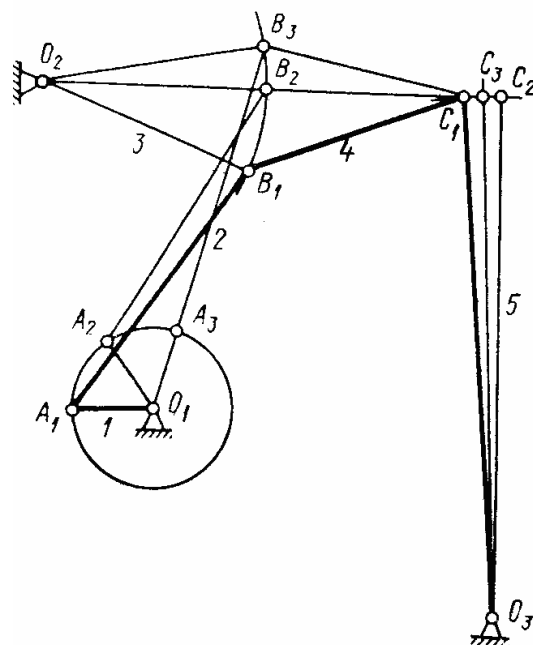
Etak tortqisi uzunligi l ning tirsak radiusi r ga normal nisbati $l \div r \approx 4$ boʻladi. Agar ushbu nisbat 3 dan kichik boʻlsa mexanizm kalta yetaklovchi tortqili, 5 dan katta boʻlsa uzun yetaklovchi tortqili deyiladi.

Olti boʻgʻonli batan mexanizmlari. Jun toʻquvchiligida olti boʻgʻonli batan mexanizm ishlatiladi (17.3-rasm).

Bu mexanizm tarkibiga tirsak 1, shatun 2, burchakli dastak 3, yetaklovchi tortqi 4 va batan 5 kiradi. Juda zich mato olishda arqoqni ikki marta n juft uradigan batan mexanizm ishlatiladi (17.4-rasm). Bu mexanizmدا tirsak 1 tortqi 2 va sharnir 1 orqali dastak 3 ga hamda shu sharnirga biriktirilgan yetaklovchi tortqi 4 va batan 5 ga harakat beradi. Tirsakning $-\sqrt{2}$ holatida dastak 3 va yetaklovchi tortqi 4 bir chiziqqa tortiladi va arqoq uriladi.



17.3-rasm. Olti bo'g'unli batan mexanizmi sxemasi.

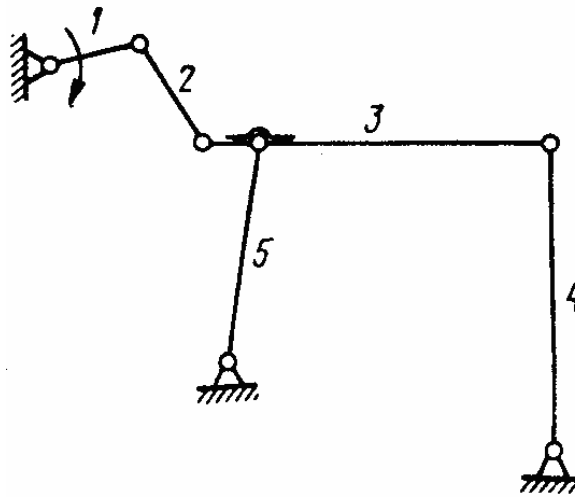


17.4-rasm. Juft uradigan olti bo'g'unli batan mexanizmining sxemasi.

Tirsak $-1\sqrt{3}$ holatga tomon harakat qilishida dastak 3 va sharnir $\perp$ yuqori chetki holat $\perp$ ga harakat qiladi va batan $1\sqrt{3}$ holatga qaytadi. Tirsakning bundan keyingi harakatida dastak 3 va yetaklovchi tortqi yana bir chiziqqa tortilib arqoq ikkinchi marta urilib yanada zichlanadi.

Ko'rib o'tilgan olti bo'g'onli mexanizmlar tarkibida ikki yetaklovchili guruhlar bor.

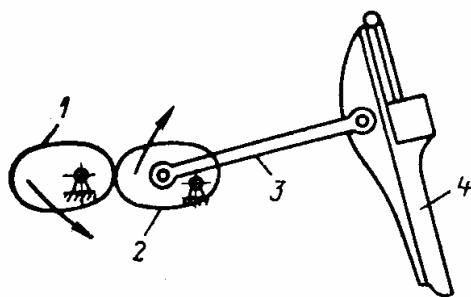
Tukli matolar to'qishda tarkibida uch yetaklovchili guruhlar bo'lgan olti bo'g'onli batan mexanizmlar ishlatiladi (17.5-rasm). Bu mexanizmda 2, 4, 5 yetaklovchilari bo'lgan bazisli bo'g'on 3 mavjud bo'lib, bunday mexanizm TV-160 dastgohlarida qo'llaniladi.



17.5-rasm. Uch yetaklovchili olti bo'g'onli batan mexanizm sxemasi.

Moki otilishida sekin harakatlanadigan batan mexanizmlar. To'quv dastgohi ish tsiklida mokining harakatlanishi uchun nisbatan ko'proq vaqt ajratish maqsadida sakkiz bo'g'onli mexanizmlar moki harakatlangan paytda batan harakatida taxminiy to'xtalish hosil qiladi.

Yumaloqmas g'ildirakli batan mexanizmi (17.6-rasm) uzatish soni o'zgaruvchan bo'lgan 1-2 tishli uzatmaga ega bo'lib, mokining harakatlanishida batanga sekinlashgan harakat beradi.

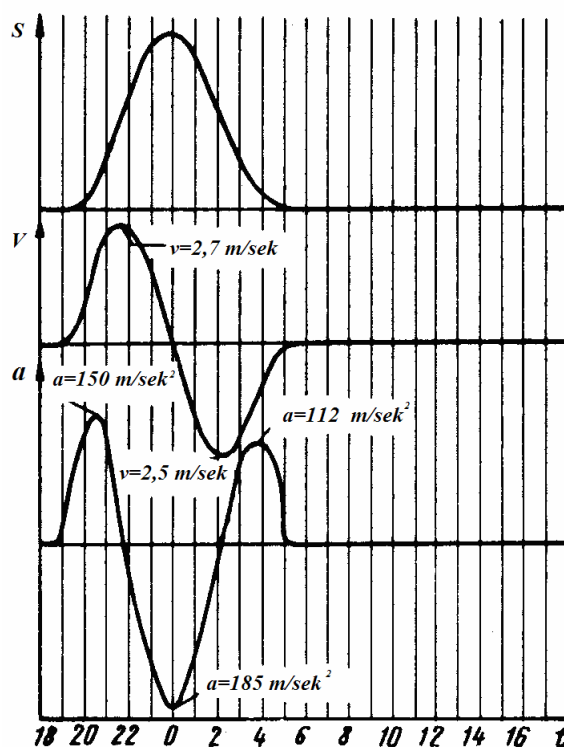
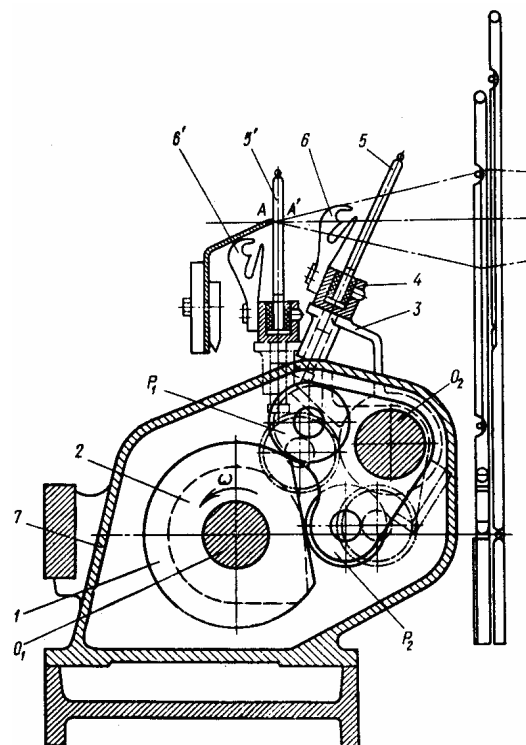


17.6-rasm. Batanning yumaloqmas güldirakli yuritmasi.

Mokisiz to'quv dastgohlarining batan mexanizmlari. Tezyurar mokisiz va tashlagichli to'quv dastgohlarida asosan mushtchali batan mexanizmlari ishlatiladi. Ularning xususiyatlariga o'lchamlarning kichikligi, massa va inertsia momentlarining kichikligi, harakat kulochlarining kichikligi, tezliklarning yuqoriligi va ishqalanuvchi qismlarning yog'di idish $\tilde{n}$ karterda joylashgani kiradi. Misol tariqasida STB dastgohining batan mexanizmini ko'raylik (17.7-rasm). Batan harakatni $-_1$ bosh valga o'rnatilgan mushtcha 1 va u bilan tutash kontrmushtcha 2 lardan oladi. Mushtcha va kontrmushtcha batan vali $-_2$ ga tebranma aylanma harakat beradi. Mushtchalarning qo'shaloqligi sababli ikkala yo'nalishda ham harakatlantirish majburiy bo'ladi. Kalta qanot 3 larda batan to'sini va unga taroq 5 o'rnatilgan. Qanotlar soni 8-12 ta. Tashlagich yoki mikromoki harakatsiz arqoq joylamasidan ipning uchini ilib olib dastgohning ikkinchi tomoniga uchib o'tadi. Tashlagich o'z harakatini yo'naltiruvchi 6 lar hosil qilgan yo'dda bajaradi.

Umumiy soni ikki va uch enli dastgohda 200 va 300 bo'lgan yo'naltiruvchilar taroq va mato qirg'og'i o'rtasida joylashadi. Arqoq urish paytiga arqoq yo'naltiruvchilardan, ularning o'zi homuzadan chiqariladi.

17.7-rasmning *a* ko'rinishida batanning urish paytidagi holati ko'rsatilgan. Bunda taroq 5', yo'naltiruvchilar 6' holatni oladi.



17.7-rasm. STB to'quv dastgohi batan mexanizmi:
a ñ konstruktiv sxema; *b* ñ batan *A* nuqtasining yo'l, tezlik va tezlanish grafiklari.

Mushtchalar, roliklar va batan vali dastgohning ko'ndalang bog'damasi 8 ga mahkamlangan yog'di vanna 7 da joylashgan. Ikki va uch enli dastgohlarda batanning oldinga harakati bosh valning 70° va 50° , orqaga harakati 70° va 55° ga orqada to'xtalishi 220° va 255° aylanishiga to'g'ri keladi. Bunday uzoq to'xtalish tashlagich harakati va qirg'oq hosil qiluvchi mexanizm ishi uchun sharoit yaratish uchun kerak.

17.7-rasmning b ko'rinishida taroqning $\sqrt{}$ nuqtasi uchun yo'l s , tezlik V va tezlanish a ning mushtcha vali tezligi 250 ayl/min va batan qanoti uzunligi 188 mm bo'lgandagi grafiklari keltirilgan. A' nuqtadagi maksimal tezlik $V_{A'} = 2,7 \text{ m/s}$ bosh val taroqning oldingi holatidan boshlab 40° aylanganda ro'yi beradi. Batanning maksimal burchak tezlanishi $\varepsilon = 980 \text{ rad/s}^2$, $\sqrt{}$ nuqtaning maksimal tezlanishi $a_{\sqrt{}} = 183 \text{ m/s}^2$ bo'ladi.

Batanning to'sini va qanoti alyuminiy qotishmasidan, mushtchalar 40XN legirlangan po'latdan, roliklar esa 20X po'latdan tayyorlanadi va HRC 60-64 qattqlikka toblanadi.

17.2. Batan mexanizmining kinematik tahlili

Batan mexanizmining kinematik tahlili an'anaviy grafoanalitik usulda yoki zamonaviy informatsion texnologiyalar asosida hisoblash usulda bajarilishi va vaqt yoki bosh val aylanish burchagi kattaligiga bog'diq ravishda jadval yoki grafik ko'rinishida foydalanilishi mumkin.

To'rt bo'g'unli batan mexanizmining grafoanalitik kinematik tahlili φ va ψ bazis koordinatalar va 1-bo'g'un $\tilde{n}$ tirsak ($-_1\sqrt{=}r$), 2-bo'g'un $\tilde{n}$ yetaklovchi tortqi ($AB=l$) va 3-bo'g'un $\tilde{n}$ qanot ($BO_2=R$) uzunliklari asosida bajariladi.

Mexanizmning boshlang'ich holati sifatida arqoqni urishdagi chetki befarq holat $O_1A_0B_0O_2$ qabul qilinadi (17.2-rasm). Uni batan barmog'ä chizadigan yoyni O_1 nuqtadan $r+l$ radius bilan kesib belgilanadi. Mos ravishda orqa befarq holat o'sha yoy $l-r$ radius bilan kesiladi.

Aylanish notekisligi δ maksimal $\omega_{\max}$ va minimal $\omega_{\min}$ aylanish tezliklari ayirmasini o'rtacha aylanish tezligi $\omega_{\circ\pm}$ ga nisbatiga teng bo'ladi:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\circ\pm}} \quad (17.1)$$

O'rtacha tezlik o'рта arifmetik

$$\omega_{\circ\mp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (17.2)$$

yoki tirsakli valning minutiga aylanish tezligi n bo'yicha o'рта integral

$$\omega_{\circ\mp} = \frac{\pi n}{30} c^{-1} \quad (17.3)$$

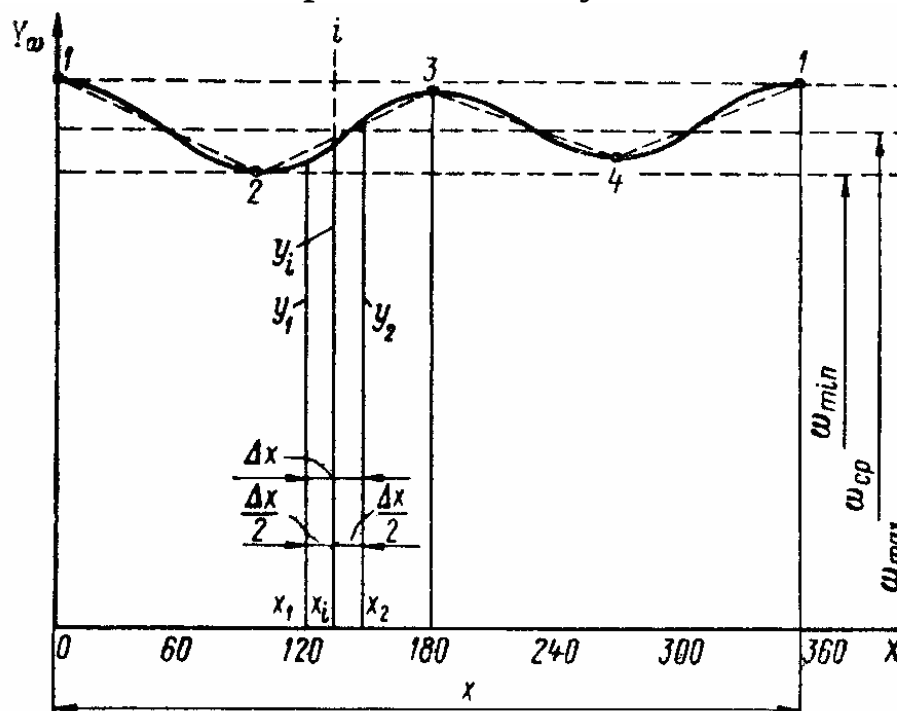
sifatida topilishi mumkin.

Avtomatik to'quv dastgohlarida aylanish notekisligi 8-25% ni tashkil qiladi.

Mokili dastgohlar uchun xos bo'lgan tirsakli val burchak tezliklarining o'zgarishning grafigi 17.8-rasmda keltirilgan.

Grafik to'rtta o'ziga xos nuqtalariga ega. Arqoq uriladigan oldingi befarq holatga 1 nuqta mos bo'lib unda tirsakli val tezligi maksimal $\omega_{\max}$ bo'ladi. 2-nuqtada bosh val 100-120 aylangan bo'lib moki urilib harakat boshlash vaqtiga to'g'ri keladi va tirsakli val tezligi minimal $\omega_{\min}$ qiymata ega bo'ladi. 3-nuqtada dastgoh bosh valining tezligi yana $\omega_{\max}$ ga yaqinlashadi va bu tahminan orqa befarq holatiga to'g'ri keladi. 4-nuqtaga kelib tirsakli val tezligi yana $\omega_{\min}$ ga yaqin keladi, ammo bunda 2nuqtadagidan biroz katta bo'ladi.

17.8-rasmda grafikning ko'rilgan ekstremal nuqtalari to'g'ri shtrix chiziq bilan birlashtirilgan bo'lib, dastlabki hisoblarda undan eksperimentsiz foydalanish mumkin.



17.8-rasm. To'quv dastgohi tirsakli vali burchak tezliklarining o'zgarishi grafigi.

Batan mexanizmi uchun tezlik va tezlanishlar planlarini qurish mexanizm va mashinalar nazariyasining ma'lum qoidalari asosida bajariladi.

Informatsion texnologiyalarning hozirgi rivojlanish darajasi va qo'llashning texnik imkoniyatlarida mexanizmning berilgan geometrik (shakl va o'lcham) va fizik (yuritma tezligi) parametrlariga va kinematikaning ma'lum qoidalari asosida barcha kinematik parametrlar istalgan qadam bilan va amalda chegaralanmagan aniqlikda jadval shaklida olinishi mumkin.

17.3. Arqoqni jipslash qarshilik kuchi va jipslash yoʻli haqida

Batan boshlangʻich oʻrta holatdan mato qirgʻogʻiga harakatlanishida tigʻo arqoqning tanda iplariga nisbatan ishqalanish va tanda iplarining arqoqqa nisbatan egilishga qarshilik kuchlarini yengib oʻtadi. Bu qarshilik kuchlari batan oʻrta holatdaligida ancha kichik boʻladi. Lekin arqoq mato qirgʻogʻiga yetib kelganidan keyin uning keyingi siljib jipslashishida qarshilik kuchi iplarning oʻzaro ezilishi va ishqalanish kuchlarining kattalashgani sababli keskin oshadi. Bunda tanda iplarining tarangligi Δ_0 ortib, matoniki $\Delta_{\parallel}$ kamayadi.

Arqoqning sijishiga boʻlgan qarshilik kuchi batanning oldingi chetki holatida eng katta qiymatga erishadi. Mana shu holatdagi tigʻoning toʻqima qirgʻogʻiga bosim kuchi jipslash kuchi deb ataladi. Jipslash kuchi r miqdoran tigʻoning chetki oldingi holatidagi tanda va matoning tarangliklari ayirmasiga teng boʻladi:

$$r = \Delta_0 - \Delta_{\parallel} r \quad (17.4)$$

Jipslash kuchi taʼsirida toʻqima cheti arqoq bilan birga siljishi natijasida tanda-mato qayishqoq tizimida deformatsiyalar qayta taqsimlanadi, yaʼni tandaning deformatsiyasi ortib, matoniki kamayadi. Buning natijasida toʻqima qirgʻogʻi oldinga muayyan kattalikka qayishqoq siljiydi. Mato qirgʻogʻining mana shu deformatsiyalanuvchi qismini jipslash yoʻli deb ataladi. Jipslash yoʻli doirasida mato zichligi va strukturasi barqarorlashmagan boʻlib tigʻoning har bir urishida vaqt va toʻqima boʻyi yoʻnalishida oʻzgaradi. Jipslash yoʻlining kengligi tanda-toʻqima tizimining qayishqoqlik koʻrsatkichlari hamda batan massasining inertsia momenti va kinematik koʻrsatkichlariga bogʻliq holda oʻz-

oʻzidan qoror topadigan kattalik boʻlib koʻpincha 4-6 mm ni tashkil qiladi. Bundagi umumiy qonuniyat shuki tizimning tarangligi ortishi bilan jipslash yoʻli kengligi kamayadi va aksincha.

Jipslash yoʻli kengligi λ_{f} ni aniqlash uchun [9] da quyidagi analitik ifoda keltirilgan:

$$\lambda_{\text{f}} = \frac{\gamma_1 \left(\gamma_1 - \frac{\gamma_1 \gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2} \right)}{\gamma_1^2} \quad (17.5)$$

bu yerda γ_1 $\tilde{n}$ tandaning bikrlilik koeffitsienti;

γ_2 $\tilde{n}$ matoning bikrlilik koeffitsienti.

Matoning ortiqcha tarangligida jipslash yoʻli kengligi kamayadi, taranglik yetarli boʻlmaganida $\tilde{n}$ ortadi. Har ikkala holatda ham tandaning uziluvchanligi ortadi. Shuning uchun tanda tarangligi kattaligini toʻgʻri tanlash toʻquv jarayonini maqbul tashkil qilishning muhim omilidir.

Pnevморapirali dastgohlarda yurgizish paytida jipslash yoʻli koʻrsatkichlari barqarorlashmagan boʻlishi sababli matoda arqoq zichligi yetarli boʻlmagan yurgizish yoʻli paydo boʻladi. Bu pnevmорapirali dastgohlarning asosiy kamchiliklaridan biri hisoblanadi.

17.4. Batan mexanizmlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash

Batan mexanizmining kuch tahlili ham kinematik tahlil singari anʻanaviy grafoanalitik usulda yoki zamonaviy informatsion texnologiyalar asosida bajarilib vaqt yoki bosh val aylanish burchagi funksiyasidagi jadval yoki grafik koʻrinishida foydalanilishi mumkin.

Bunda mexanizm boʻgʻinlarida amal qiluvchi barcha kuchlarning umumlashgan taʼsiri haqida boʻgʻimlardagi

reaktsiyalar yetarli maʼlumot beradi. SHuning uchun mustahkamlik boʻyicha hisoblar shu reaktsiyalar asosida bajariladi. Bundan mexanizm boʻgʻimlaridagi reaktsiyalarni aniqlashning muhim ahamiyati kelib chiqadi.

Batan mexanizmining kuch tahlilini oʻtkazish quyidagi tartibda bajariladi:

1. Kinematik tahlilning jadval yoki grafik koʻrinishidagi natijalarini oʻrganib chiqish.

2. Mexanizm boʻgʻinlarining dinamik koʻrsatkichlarini aniqlash; bu koʻrsatkichlarning asosiylari: boʻgʻinlarning massalari; ularning ogʻirlik markazlarining koordinatalari; boʻgʻinlar massalarining aylanish oʻqi yoki ogʻirlik markaziga nisbatan inertsia momentlari, bunda:

$$J_o = J_s + mOS^2$$

bu yerda J_o ñ boʻgʻin massasining O aylanish oʻqiga nisbatan inertsia momenti;

J_s ñ boʻgʻin massasining ogʻirlik markazi S ga nisbatan inertsia momenti;

m ñ boʻgʻinning massasi; OS ñ aylanish oʻqi va ogʻirlik markazi orasidagi masofa.

3. Aniqlangan dinamik koʻrsatkichlar asosida boʻgʻinlardagi inertsia yuklanishlarni hisoblash. Har bir boʻgʻin uchun inertsia yuklanishlarining ikki koʻrsatkichi aniqlanadi:

$$\overline{P_s} = m \overline{w_s}$$

tarzda aniqlanadigan inertsia kuchi va

$$\overline{M} = J_s \overline{\varepsilon}$$

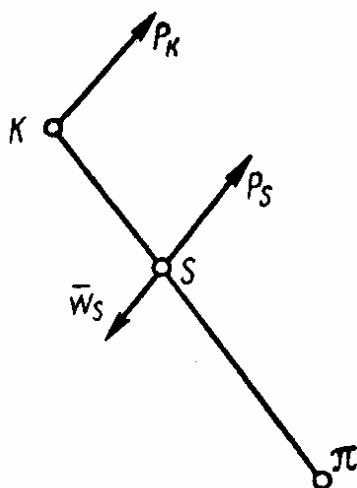
koʻrinishda aniqlanadigan inertsion moment.

Ayrim hollarda inertsia kuchi va inertsia momenti chayqalish nuqtasi yoki zarb markazida joylashgan bitta $P_s = P_K$ kuchga keltirilishi mumkin.

Chayqalish nuqtasi K va ogʻirlik markazi S (17.9-rasm) orasidagi SK masofaning aniqlanishi

$$SK = \frac{\rho^2}{\pi S}$$

boʻlib, bunda $\rho^2 = J_s/m$ π boʻgʻin massasining ogʻirlik markazi S orqali oʻtgan oʻqqa nisbatan inertsia radiusi kvadrati; π π boʻgʻin tezlanishlarining oniy markazi.



17.9-rasm. Batan qanotining inertsion yuklamasi.

4. Mexanizmlarga taʼsir qiluvchi texnologik qarshiliklarni aniqlash. Bu ish dastgohning konstruktiv-texnologik xususiyatlari va taxtash koʻrsatkichlari asosida bajariladi.

5. Olingan maʼlumotlar asosidagi toʻliq kuch tahlili bajariladi.

Toʻrtboʻgʻinli batan mexanizmining reaksiya kuchlarini aniqlash. Bu holda avval tirsak 1 ga sharnir bilan tutashadigan yetaklovchi tortqi 2 va batan 3 dan iborat guruh tahlil qilinadi. Bu guruhga texnologik va inertsion qarshiliklar va boʻgʻinlarning ogʻirlik kuchlari taʼsir qiladi (17.10-rasm).

$\sqrt$ va $-_2$ sharnirlardagi nomaʼlum reaksiyalar 2 va 3 boʻgʻinlar boʻylab yoʻnalgan N_{1-2} va N_{0-3} normal va ularga

perpendikulyar yoʻnalgan T_{1-2} va T_{0-3} tangentsial kuchlarga ajraladilar.

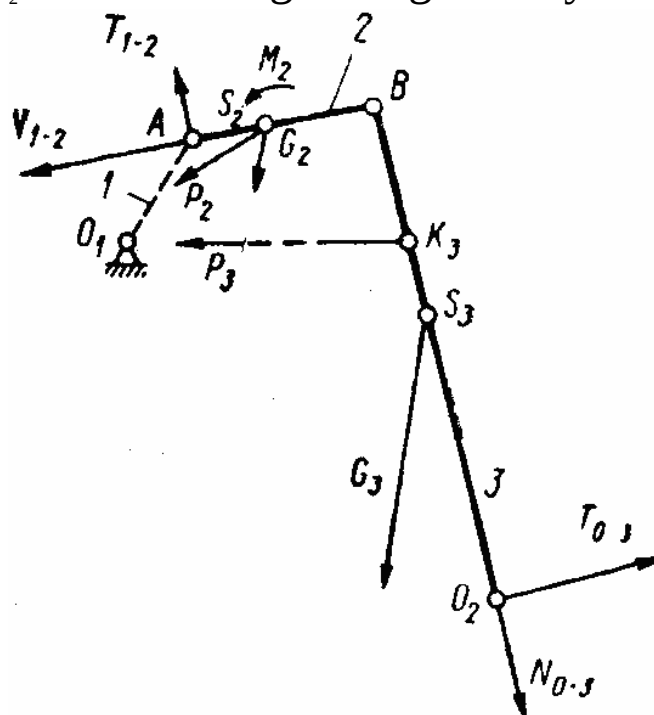
Mexanizm va mashinalar nazariyasining grafoanalitik usullari bilan oʻtkazilgan tahlil $\sqrt{1-3}$ va $\perp$ sharnirlardagi reaksiya kuchlarini

$$\bar{R}_{1-2} = \bar{N}_{1-2} + \bar{T}_{1-2}$$

$$\bar{R}_{0-3} = \bar{N}_{0-3} + \bar{T}_{0-3}$$

$$\bar{R}_{3-2} = \bar{N}_{1-2} + \bar{T}_{1-2} + \bar{P}_2 + \bar{G}_2$$

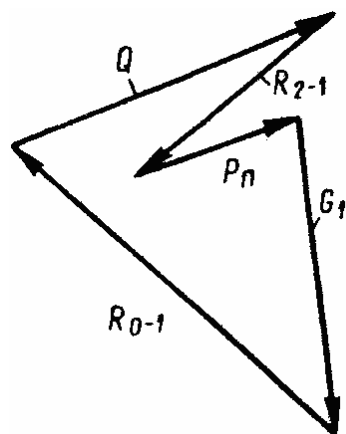
koʻrinishida beradi va bu yerda $\bar{G}_2$ 2 boʻgʻinning ogʻirlik kuchi, $\bar{P}_2 = m_2 \bar{w}_{S2}$ $\tilde{n}$ shu boʻgʻinning inertsia kuchi.



17.10-rasm. Toʻrt boʻgʻinli batan mexanizmi kuch tahliliga.

Tirsak 1 ning kuch tahlilida quyidagilar hisobga olinadi (17.10-rasm):

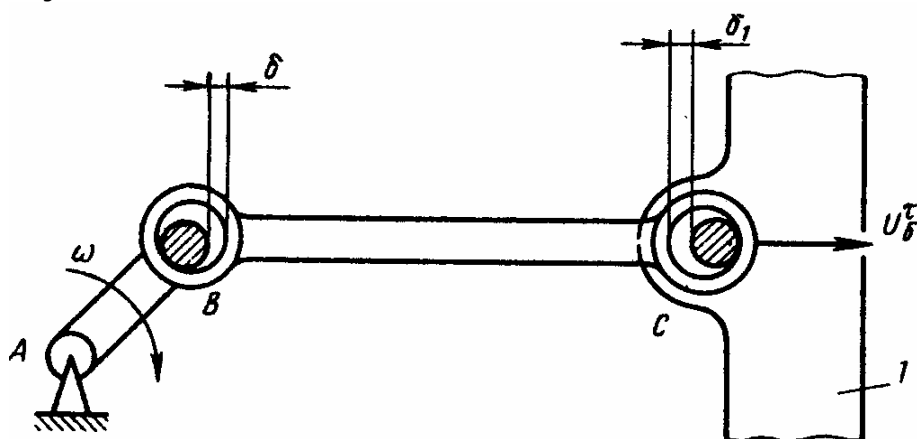
1. elektromotordagi z_0 tishgʻildirakning z_1 tishgʻildirakka taʼsir qiluvchi yurituvchi kuchi Q ;
2. $\sqrt{1-3}$ sharnirdagi R_{2-1} reaksiya kuchi;



17.12-rasm. Tirsakli val uchun kuchlar plani.

17.5. Batan mexanizmlarining dinamikasi

Batan urish holatiga sekinlab keladi, shuning uchun uning inertsiya kuchlari oldinga, dastgoh kodkragiga tomon yoʻnalanadi. Bu harakat davomida batan mexanizmi sharnirlari $\perp$ va $\neg$ da tirqishlarning olinishi 17.13-rasmda koʻrsatilganday boʻladi. Tirqish δ va δ_1 larning bunday holatida batan tirsakli valdan ilgarilab ketadi va undan energiya olmaydi, yaʼni tirsakli val yetaklovchi boʻlgan boʻlmaydi.



17.13-rasm. Batan mexanizmi sharnirlarida tirqishlarning holati.

Bunday holatda batan yoʻlidagi texnologik qarshilikni yengish quyidagi ikki xil amalga oshirilishi mumkin.

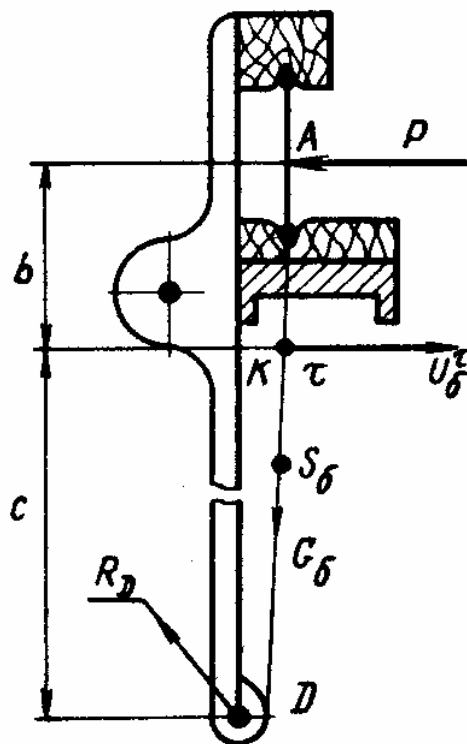
1. Batanning kinematik energiyasi va inertsia kuchi texnologik va boshqa qarshiliklarni yengish va arqoq urib joylashga yetarli boʻlsa tirqishlarning holati arqoqni urishgacha va qaytishda rasmda koʻrsatilganday oʻzgarmay qoladi va sharnirlarda zarb boʻlmaydi. Bundan tashqari batan bunday ogʻir boʻlganida zarba va naycha almashtirish mexanizmlari harakatga kelganda zarur boʻlgan energiyaning bir qismini qoplab dastgoh dinamikasini yaxshilaydi.

2. Batanning kinetik energiyasi yetarli boʻlmaganida uning sekinlashuvi jadal yuz beradi, natijada L va γ sharnirlarda ketma-ket tirqishlarning ochilishi va zarba roʻy beradi.

Bunda tirsakli val yetaklovchilik vazifasini yana bajara boshlaydi. Batanning keyingi orqaga harakatida tirqishlar teskari yoʻnalishda olinib yana ikki zarba roʻy beradi. Bulardan batanning yetarli darajada ogʻir boʻlishi dastgoh dinamikasi nuqtai nazaridan maqbul ekanligi, aks holda sharnirlarda yeyilishning jadallashuvi, dastgoh shovqini va titrash hodisalari kuchayishi, elektr motorning anchagina zoʻriqish bilan ishlashi kabi nomaqbul holatlar yuz berishi kelib chiqadi.

Endi batan dinamikasining mato qirgʻogʻiga arqoqni urish jarayonidagi jihatlarini koʻraylik. Batan oʻq atrofida chayqalayotgan jism bir xil blgan tezlikda turli nuqtalari bilan turlicha kattalikda kuch bilan zarb beradi.

Urish nuqtasi jismning chayqalish (zarb) nuqtasi Δ da boʻlsa va urish yoʻnalishi jismning aylanish oʻqi va uning ogʻirlik markai S dan oʻtgan tekislikda yotgan boʻlsa eng kuchli zarb sodir boʻladi (17.14-rasm).



17.14-rasm. Arqoq urish vaqtida batanga boʻlgan yuklamalar sxemasi.

Agar zarb nuqtasi $\sqrt{}$ nuqtada boʻlsa, chayqalish nuqtasi $\triangle$ ga qoʻyilgan batanning keltirilgan inertsiya kuchi U_K^r ikkita tashkil etuvchiga ajraydi va ularning birinchisi $\sqrt{}$ nuqtada zarb olayotgan jism tomonidan muvozanatlanadi. Ikkinchisi esa D tayanchda uning reaksiyasi R_D bilan muvozanatlanadi.

Shunday qilib A nuqtadagi zarbga batan kinetik energiyasining b va c yelkalar uzunliklari nisbatiga bogʻliq boʻlgan qismigina sarf boʻladi.

Texnologik nuqtai nazaran batanning inertsiya kuchlari qoʻyiladigan chayqalish nuqtasi $\triangle$ mato qirgʻogʻi balandligida boʻlsa yaxshi boʻlardi. Mokining homuzada tiqilib qolish avariya holatini bartaraf qilish nuqtai nazaridan esa shu $\triangle$ nuqta biz keyin koʻradigan qulf

mexanizmining qulf prujinasi balandligida boʻlishi yaxshi deb hisoblanadi.

Amalda shu ikkala holatga ham qisman javob beradigan murosa varianti qoʻllanib chayqalish nuqtasi mato tekisligidan pastda, qulf prujinasi yotgan tekislikdan balandda joylashtiriladi.

Arqoqni matoga urish kuchini oshirish maqsadida batan qanotiga qoʻshimcha yuk mahkamlab uning massasi, inertsiya momenti va kinetik energiyasini oshirish mumkin.

Batan mexanizmini shunday loyihalash tavsiya qilinadiki, arqoqni mato qirgʻogʻiga urish paytida batan inertsiya kuchlari tangentsial tashkil etuvchisining aylanish oʻqiga nisbatan momenti gazlama qirgʻogʻining keltirilgan qarshilik kuchining momenti bilan toʻla muvozanatlansin:

$$J_D \varepsilon = Pl \quad (17.7)$$

bu yerda J_D – batan massasining chayqalish oʻqiga nisbatan inertsiya momenti;

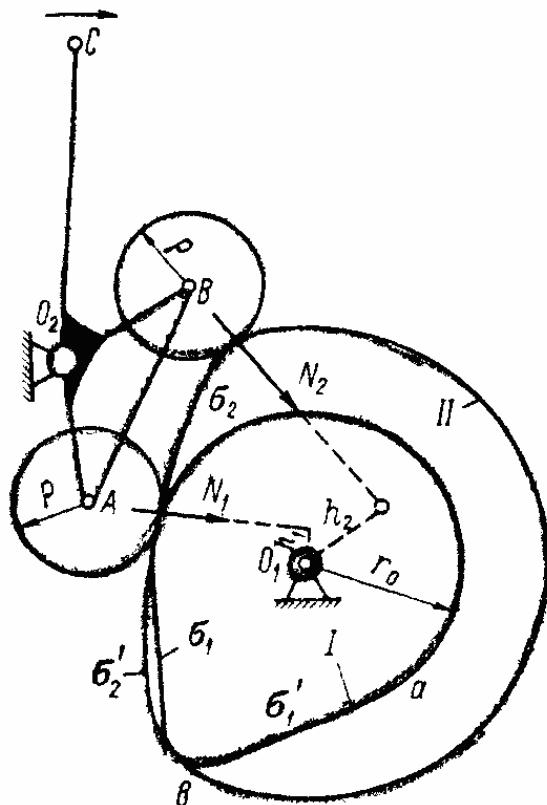
ε – batanning urish vaqtidagi burchak tezlanishi;

r – gazlama qirgʻogʻining qarshilik kuchi;

l – gazlama qirgʻogʻidan batanning chayqalish oʻqigacha boʻlgan masofa.

ATPR va STB dastgohlari batan mexanizmlari kuch tahlili. Mokisiz toʻquv dastgohlarida mushtchali batan mexanizmlari ishlatiladi. Bunday mexanizmlarning kuch tahlili ularning konstruktiv sxemasiga asosan (17.15-rasm) barcha holatlar uchun va albatta tezlanish va texnologik qarshiliklar eng katta holatlar uchun quyidagi tartibda bajariladi.

Avvalo mexanizmning sxemasi, oʻlchamlari va bosh val burchak tezligidan kelib chiqib kinematik tahlil bajariladi.



17.15-rasm. Mushtchali batan mexanizm.

Undan keyin mexanizm bo'g'inlarining aniqlangan burchak tezlanishlari asosida batanga ta'osir qiluvchi inertsion moment hisoblanadi.

$$\overline{M} = J_0 \overline{\varepsilon} \quad (17.8)$$

Inertsiya momentining mexanizm ishchi tsiklidagi eng katta qiymati bo'yicha $\sqrt{}$ g'ildirakning mushtcha I ga normal bosim kuchi

$$N_1 = \frac{M}{h_1} \quad (17.9)$$

hisoblanadi.

Juftlangan mushtchalar uch yelkali dastakda bir o'tirgan $\sqrt{}$ va $\perp$ g'ildirakchalar bilan ta'osirlashganda tayyorlash va yig'ish noaniqliklari hisobiga $\perp$ g'ildirakcha va mushtcha II orasida 50-100N kattalikdagi N_2 normal bosim kuchi hosil bo'ladi.

Batanni harakatlantiruvchi moment $M_{\#}$ aytilgan N_1 va N_2 kuchlar hosil qilgan momentlar yig'indisiga teng bo'ladi:

$$J_{\#} = J(N_1) + M(N_2) \quad (17.10)$$

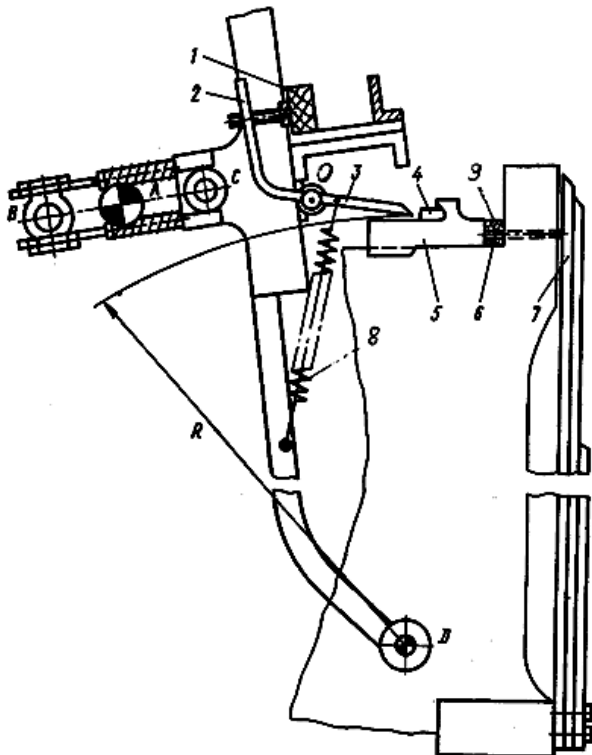
Göldirakchalar va mushtchalar orasidagi tutashuv kuchlanishlari bo'yicha hisoblar (17.12), (17.13), (17.14) larga binoan bajariladi.

Ko'rib o'tilgan tartibdagi kuch tahlili uchun hozirgi hisob-grafik usul o'rniga asosan kompyuterli hisob-analitik usul qo'llanilmoqda.

17.6. Qulf mexanizmi va batanning qulfga urilishi

Moki o'z harakatida moki qutisiga yetib boraolmay qolgan holda batan va u bilan bog'diq holda butun dastgoh to'xtatiladi va bunda harakatlanuvchi qismlarning kinetik energiyasi ikkita oraliq qurilma yoki qulfning qarshiligini yengishga sarf bo'ladi.

Qulf qurilmasining tuzilishi 17.16-rasmda keltirilgan.



17.16-rasm. To'quv dastgohi qulf mexanizmining sxemasi.

Moki moki qutisiga yetib borganida klapan 1 ni chapga qutidan tashqariga suradi, bunda u bilan birgalikda – oʻqqa oʻrnatilgan qalamcha 2 va qulf uchligi 3 dan iborat egilgan dastakcha prujina 8 qarshiligini yengib soat miliga qarshi buralib uchlik koʻtariladi va batan harakatiga toʻsiq boʻlmaydi.

Moki moki qutisiga yetib bormaganda esa harakatli klapan 1 egri dastakka 2-3 bilan birgalikda prujina 8 taʼsirida oʻngga siljigan holda boʻladi. Bunda qulf uchligi 3 pastga tushgan holda boʻlib batanning harakatida qulf yostiqlikchasi 5 ning sirgʻalchigi 4 bilan toʻqnashadi. Yostiqlikcha uchlik taʼsirida sirgʻalgich bilan birgalikda sirpanib sterjen 6 ga kiydirilgan rezina oraliq 9 ni dastgoh ramasiga taqab deformatsiyalab keyin harakatni ressur prujinalar 7 ga beradi, hamda rasmda koʻrsatilmagan tirakni bosib dastaklar tizimi yordamida tormozni ishga tushiradi. Dastgohning bunday toʻxtashini oʻqarsillash oʻ deyiladi va u oʻz mohiyatiga koʻra qayishqoq tizimga zarb xodisasidir. Zarb vaqtida batan deformatsiyalanuvchi elementlar bilan tigʻoz kontaktda boʻlishi sababli ularni erkin tebranuvchi erkinlik darajasi birga teng boʻlgan yagona qayishqoq tizim deb hisoblash mumkin.

Batan toʻxtagan paytda dastgohning kinetik energiyasining asosiy qismi rezina oraliq va ressur prujinaning deformatsiya potentsial energiyasiga aylanadi. SHu paytda maksimal qiymatga erishgan siqilish kuchlari taʼsirida batanning orqaga harakat qilishiga ishga tushgan tormoz yoʻl bermaydi.

Qabul qilingan qayishqoq sistemaning zarb paytidagi harakatini nazariy tekshirish uchun quyidagilarni qabul qilamiz:

- 1) batanga biki yassi rama deb qaraladi;
- 2) tirsakli valni biki deb hisoblanadi;

3) rezina oraliq va reszor prujina massalari hisobga olishga arziyasiz kichik;

4) ishqalanish kuchlari hisobga olinmaydi;

5) batan mexanizmi harakatli qismlari massalarini kinetik energiyasi real tizimining kinetik energiyasiga teng bo'lish sharti bilan oraliq bilan kontakt nuqtasidagi m_0 ga keltiriladi.

Zarb paytidagi inertsion va deformatsion kuchlarni tenglashtirib tizim harakati uchun quyidagi tenglamani olamiz:

$$m_0 \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + \frac{1}{\delta} \varepsilon = 0 \quad (17.11)$$

bu yerda ε ñ keltirilish nuqtasining tizimning statik muvozanat holatida siljishi;

δ ñ rezina oraliq va reszor prujinalarning keltirilgan beriluvchanligi.

Qayishqoq sistema xususiy tebranishlarining aylanma chastotasi ω ni

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{m_0 \delta}}$$

deb belgilasak tenglamamiz

$$\frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + p^2 \varepsilon = 0 \quad (17.12)$$

ko'rinishga keladi.

Olingan tenglamaning yechimi

$$\varepsilon = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt \quad (17.13)$$

ko'rinishda bo'ladi va C_1 , C_2 ñ zarbning boshlang'ich shartlariga bog'liq doimiylar.

Boshlang'ich $t=0$ onda:

boshlang'ich tezlik $v_0 = \left(\frac{d\varepsilon}{dt}\right) = \varepsilon_0$;

boshlang'ich siljish $\varepsilon = f_0$, f_0 ñ prujinaning boshlang'ich siqilishi.

Boshlang'ich shartlarni (17.13) ga qo'yib doimiylarni

$$C_1 = f_0$$

$$C_2 = \frac{1}{p} \varepsilon_0 = \frac{V_0}{p}$$

ko'rinishda aniqlaymiz. U holda:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 pt + \frac{\varepsilon_0}{p} \sin pt$$

yoki

$$\varepsilon = f_0 \cos pt + \frac{V_0}{p} \sin pt \quad (17.14)$$

Olingan (17.14) formula asosida zarbga doir hamma kattaliklarni aniqlash mumkin: m_0 massaning har qanday ondagi siljishi va uning maksimal kattaligi; qayishqoq elementning dinamik deformatsiyasini; zarb vaqtini; prujinalar bikrligi va ularni dastlabki siqish kattaligining deformatsiya va kuchlar kattaliklariga ta'osirini.

ÓQarsillashô vaqtidagi maksimal siljish $\varepsilon_{\max}$ kattaligini topaylik. Agar $\varepsilon = 0$ bo'lsa, unda

$$pf_0 \sin pt = V_0 \cos pt$$

bundan

$$\cos pt = \frac{pf_0}{\sqrt{p^2 f_0^2 + V_0^2}} \quad (17.15)$$

$$\sin pt = \frac{V_0}{\sqrt{p^2 f_0^2 + V_0^2}} \quad (17.16)$$

$\cos pt$ va $\sin pt$ larning (17.15) va (17.16) bo'yicha qiymatlarini (17.12) qo'iyib

$$\varepsilon_{\max} = \sqrt{\frac{V_0^2}{p^2} + b_0^2} \quad (17.17 a)$$

yoki

$$\varepsilon_{\max} = \sqrt{m_0 \delta V_0^2 + f_0^2} \quad (17.17 b)$$

ekanligini aniqlaymiz.

Batanning kinetik energiyasi

$$E_{\text{kin}} = \frac{m_0 V_0^2}{2}$$

ekanligini hisobga olsak

$$\varepsilon_{\max} = \sqrt{2E_{\text{kin}} + f_0^2}. \quad (17.17 \text{ v})$$

Batanning kinetik energiyasi dastgohning eng zalvarli bo'g'unlari kinetik energiyalari yig'indisi sifatida topilishi mumkin:

$$\approx_{\text{kin}} = \approx_{\text{kin}} + \approx_{\text{kin}} + \approx_{\text{kin}}. \quad (17.18)$$

$\approx_{\text{kin}}$, $\approx_{\text{kin}}$ va $\approx_{\text{kin}}$ $\tilde{n}$ tirsakli va uzatuvchi vallar hamda batanning kinetik energiyalari bo'lib

$$\approx = \frac{J_0 \omega^2}{2}$$

umumiy formula bo'yicha aniqlanadi, unda:

J_0 $\tilde{n}$ tirsakli, uzatuvchi vallar va batan massa inertsia momentlari;

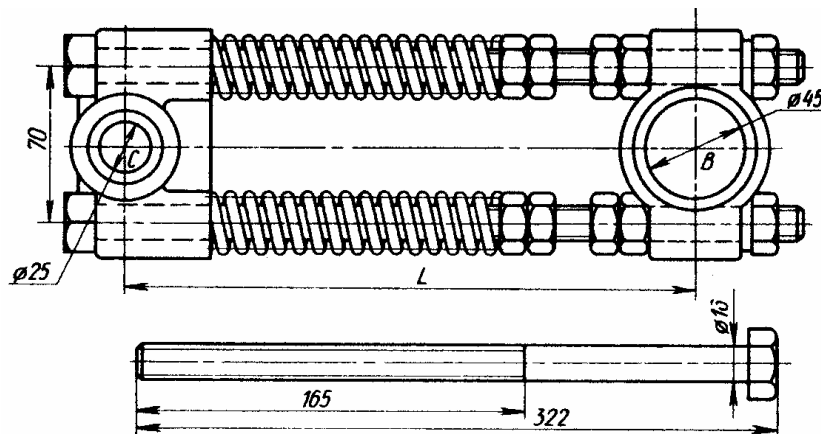
ω $\tilde{n}$ ularning zarb boshlanish onidagi burchak tezliklari.

Qayishqoq elementlarning o'qarsillasho' vaqtidagi dinamik deformatsiyasi

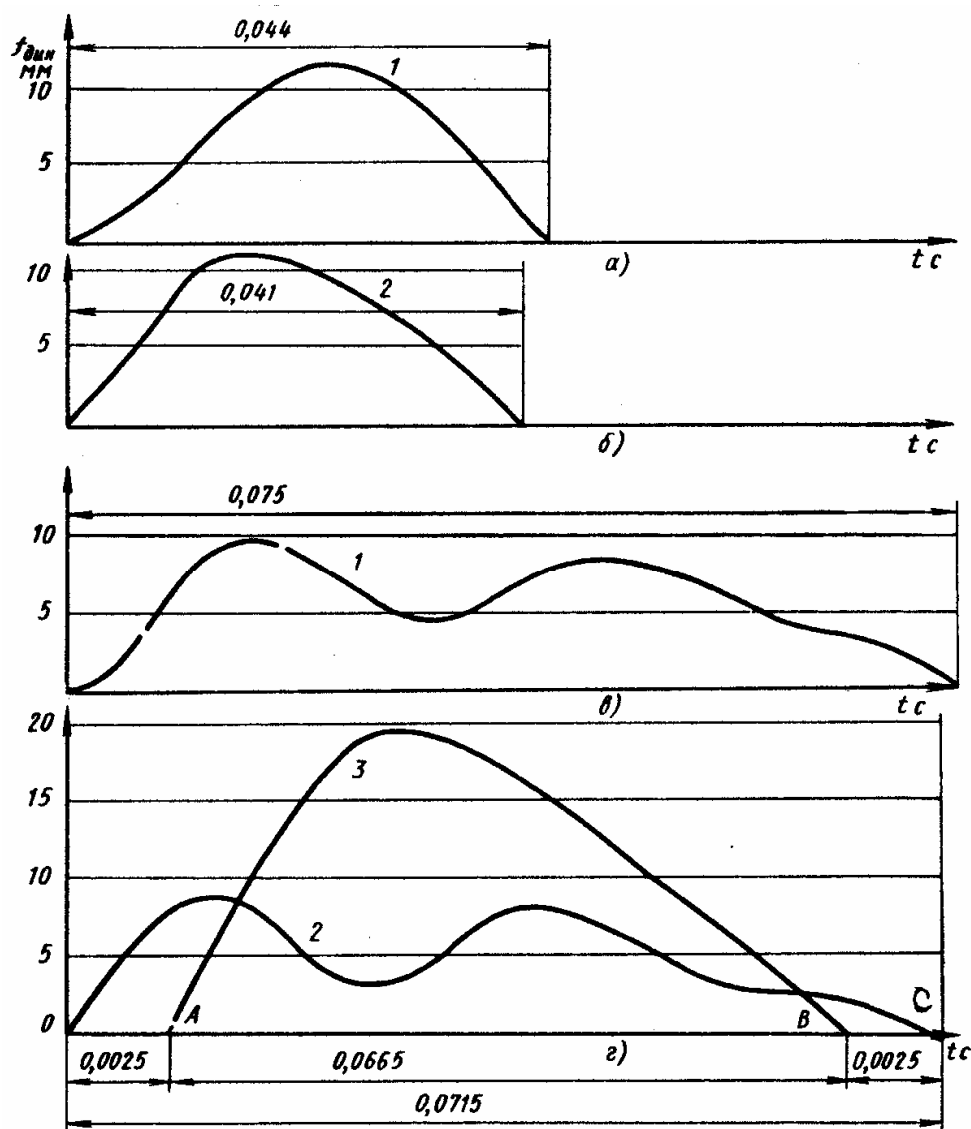
$$f_{\text{d}} = \varepsilon_{\max} - f_0 \quad (17.19)$$

bo'ladi.

Yuqoridagi (17.15) va (17.16) ifodalarning tahlili ko'rsatadiki, AT turidagi dastgoh tirsakli vali tezligi 200 ay/min dan 240 ayl/min ga, ya'ni 20% ga oshirilganda reszor prujinaning deformatsiyasi taxminan 2 barobar oshadi va natijada qulf mexanizmi dastgohni o'z vaqtida to'xtata olmaydi va avariya holati yuzaga keladi. Bu holda prujinali shatun qo'llash ish beradi (17.17-rasm).



17.17-rasm. Prujinali shatunning tuzilishi.



17.18-rasm. Ressor (1 ñ chap, 2 ñ oöng) va shatun (3 ñ oöng) prujinalarning shatun bikt (a, b) va prujinali (v, g) boölganidagi deformatsiya chiziqlari.

Bu holda batanning qulfga urilishda oldin qulf rezina oraligö va prujinalari deformatsiyalanib, keyin shatun prujinalari qoöyiladi. Zarb oxirida teskari jarayon boöib, oldin shatun prujinalari deformatsiyadan boöshaydi, keyin qulf qayishqoq elementlari (17.18-rasm).

Oldin batanning butun massasi bir butun sifatida harakatlanadi va $-\sqrt{\quad}$ oraliqda (17.18-rasm, g) faqat qulf

prujinalari deformatsiyalanadi. Keyin prujinali shatunning birinchi yarmi bilan bog'dangan massalarning inertsiya kuchlari qulf prujinalari qarshilik kuchidan oshib ketgandan keyin shatun prujinalari ham $\sqrt{L}$ oraliqda birinchi massalarning inertsiya kuchlari kamayib yana qulf prujinalari qarshilik kuchlariga tenglashib qolguncha ular bilan birga deformatsiyalanadi. Keyin L_1 oraliqda yana faqat qulf prujinalari ishlaydi va batan mexanizmining butun massasi bir butun sifatida harakatlanadi.

Nazorat savollari

1. Batan mexanizmlarining qanday turlari mavjud va ularning vazifalari nimalardan iborat?
2. To'quv dastgohi tirsakli vali burchak tezliklarining o'zgarishi grafigini tushuntirib bering.
3. To'rt bo'g'onli batan mexanizmining grafoanalitik kinematik tahlili nimalar asosida bajariladi?
4. Batan urish holatiga sekinlab keladi, shuning uchun uning inertsiya kuchlari dastgohning qaysi tomoniga yo'naladi?
5. Qayishqoq elementlarning o'qarsillasho' vaqtidagi dinamik deformatsiyasi qanday aniqlanadi?

XVIII BOB. ARQOQ TASHLASH MEXANIZMLARNI HISOBLASH VA LOYIHALASH

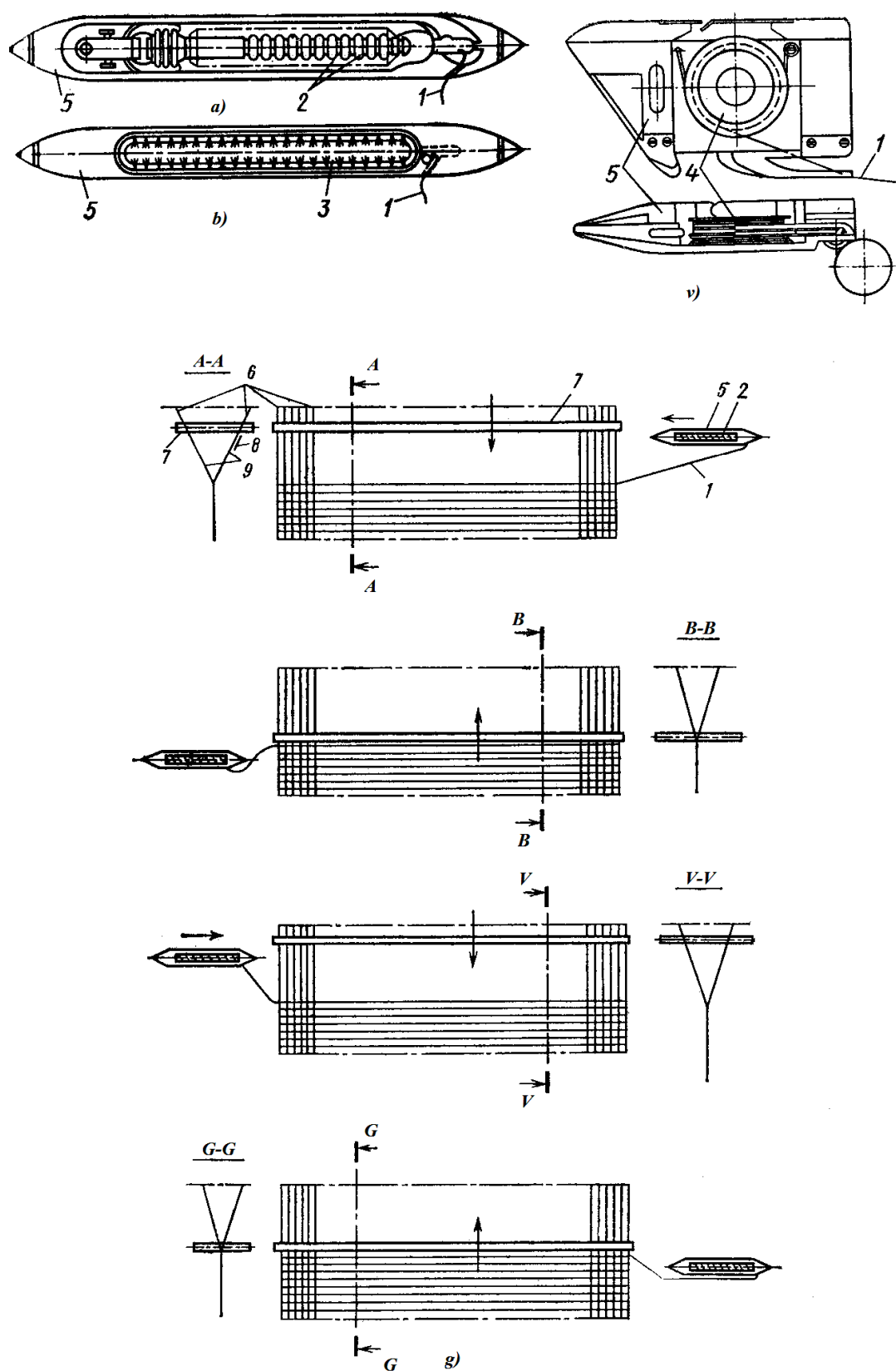
18.1. Homuzaga arqoq tashlash usullari va mexanizmlari turlari

Homuzaga arqoq tashlash usullarini odatda mokili va mokisiz turlarga ajratiladi.

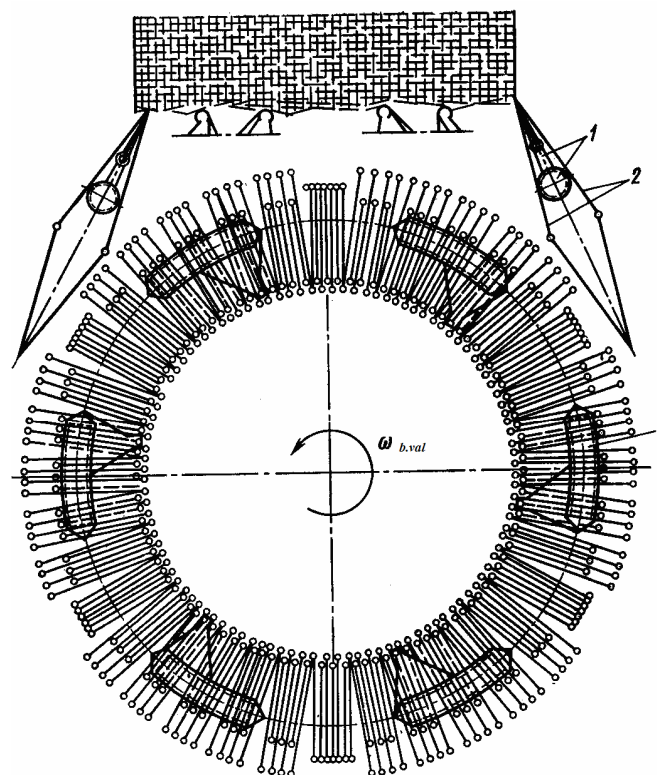
Arqoqni mokili kiritishda arqoq ipi 1 (18.1-rasm, b, v) naycha 2 soätacha 3 yoki göaltak 4 kööriniga ega va korpus detaldan iborat moki ichida joylashgan joylamadan chuvab olinadi.

Moki joylama bilan birga tanda 6 ning homuzasi 6 (18.1-rasm, g) ichida tigö 7, skliz 8 va tanda iplari 9 yoki maxsus yoönaltiruvchilar hosil qilgan yoö boöylab harakatlanadi.

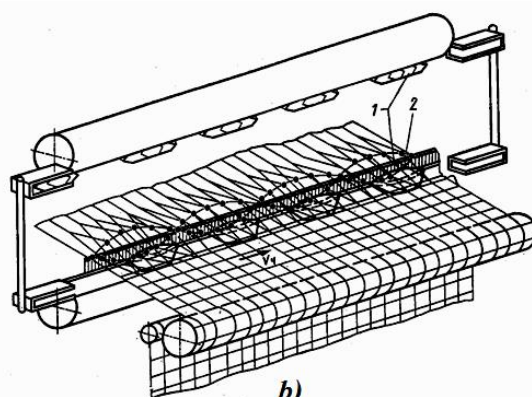
Koöp homuzali yumaloq va yassi toöquv dastgohlarida (18.2-rasm, a va b) bir necha mokilar 1 homuzalar 2 da bir vaqtning oözida maxsus yuritma taösirida doimiy tezlik bilan harakatlanadilar. Arqoqni mokisiz kiritish usulida arqoq 1 (18.3-rasm) homuzadan tashqaridagi harakatsiz joylama 2 dan chuvab olinadi va homuza 3 ga turli vositalar: tashlagichlar (mikromoki) 5, siqilgan havo yoki suv oqimi, bikr yoki egiluvchan rapiralar, ichida havo oqimi harakatlanadigan pnevmorapiralar yordamida hamda ikkita aylanayotgan roliklar tezlagan arqoq ipining inertsiasini taösirida kiritiladi. Yoönaltirgich 4 lar tashlagichlar, havo va suv oqimi hamda inertsia boöyicha harakatlanayotgan arqoq ipi uchun yoö hosil qiladi.



18.1-rasm. Arqoq joylamali mokilar:
a ñ naychali (AT dastgohlari uchun); *b* ñ soätachali; *v* ñ uluksiz mato
 shaklllovchi dastgohlar uchun göältakli; *g* ñ arqoq tashlash sxemalari.

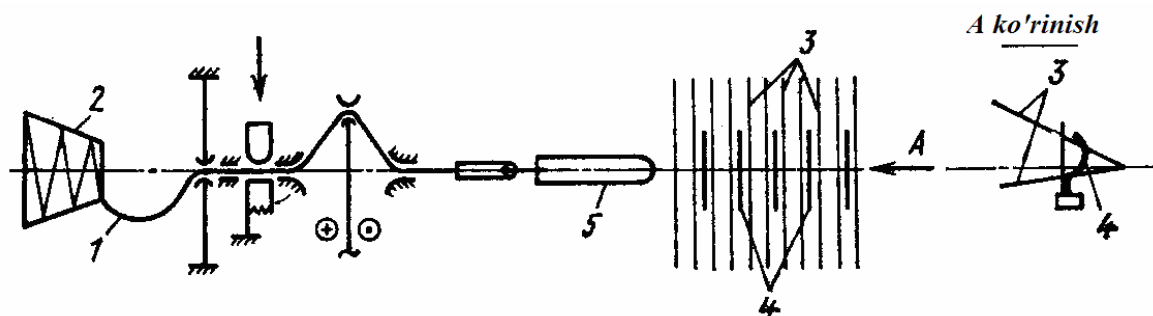


a)



b)

18.2-rasm. Ko'p homuzali yumaloq (a) va yassi (b) dastgohlarda mokilar harakatining sxemasi.



18.3-rasm. Mokisiz usulda arqoq tashlash sxemasi.

Moki va tashlagichlar homuzaga haydab kiritilishi va keyin inertsia bo'yicha harakatlanishi yoki maxsus yuritma yordamida bir tekis harakatlanishi mumkin.

Moki va tashlagichlarni harakatlantirish uchun mexanik, pnevmatik, gidravlik, elektromexanik uzatmali mexanizmlar, oldindan deformatsiyalangan prujina yoki torsionlarning qayishqoqlik kuchidan foydalaniladigan mexanizmlar ishlatiladi.

Moki va tashlagichga harakatni urib tezlatib beradigan mexanizmlarni zarb mexanizmlari deyiladi.

Mokili usulning afzalliklariga har qanday ishlatish mumkinligi, mato eni turlicha va sifati yaxshi bo'lishi, mato qirg'og'i sifatli va o'z-o'zidan chiqishi kiradi. Kamchiliklariga esa katta inertsion va kontakt kuchlanishlar, yuqori darajadagi shovqin va vibratsiya kiradi.

Ko'phomuzali to'quv dastgohlarida mokilarning har biri o'zining homuzasidan homuza to'dqinining harakat tezligi $v_{\parallel}$ bilan bir tekis harakat qiladi. Bunda mokida dastgohning taxtlash kengligiga teng uzunlikdagi arqoq bo'ladi.

To'dqinsimon homuzada mokilarni harakatlantirishning quyidagi usullari mavjud:

- 1) mexanik, qattiq jismning bevosita ta'siri bilan;
- 2) elektromagnit, harakatlanuvchi elektromagnit maydoni vositasida;
- 3) magnit, harakatlanuvchi doimiy magnit vositasida;
- 4) boshqa usullar, masalan og'irlik kuchi ta'sirida.

18.2. Zarb mexanizmlari va ularga qoʻyiladigan talablar

Moki va tashlagichga urib tezlatib harakat beradigan mexanizmlar zarb mexanizmlari deyiladi.

Zarb mexanizmlari mokini urish nuqtasining joylanishiga qarab uchta asosiy guruhga boʻlinadi:

1) yuqoridan uruvchi, haydagich zarb qutisi ustida gorizontal joylashgan;

2) pastdan uruvchi, haydagich vertikal tekislikda joylashgan, yurituvchi boʻgʻin uning past qismiga taʼsir qiladi;

3) oʻrtadan uruvchi, haydagich vertikal tekislikda joylashgan, yurituvchi boʻgʻin uning oʻrta qismiga taʼsir qiladi.

Haydagichga harakat berish usuli boʻyicha esa zarb mexanizmlari toʻrt guruhga tasniflanadi:

1) mushtchali; 2) krivoshipli (tirsakli); 3) prujinali; 4) yassi sterjenli toʻrtboʻgʻinli.

Yuqoridan uruvchi zarb mexanizmlari eski mexanik toʻquv dastgohlarida va zamonaviy koʻp mokili dastgohlarda ishlatiladi. Zamonaviy tezyurar avtomatik toʻquv dastgohlarida asosan oʻrtadan uruvchi zarb mexanizmlari ishlatiladi.

Zarb mexanizmlariga qoʻyidagi asosiy talablar qoʻyiladi:

1. Mokini haydash davomida unga toʻgʻri chiziqli tezlanuvchan harakat berilishi kerak. Bunda tezlanish minimal va tekis oʻzgaruvchan boʻlishiga intilish lozim.

2. Moki homuza ichida tigʻga yopilib yoki boshqa uchib ketishiga yoʻl qoʻymaydigan moslama ichida harakatlanishi kerak.

3. Mokining homuzaga kirish tezligi bu moki qutisidan nariga moki qutisigacha otilib borishi uchun yetarli darajada katta, ammo dinamik yuklanishlar nuqtai nazaridan chegaralangan boʻlishi kerak.

4. Mokining homuzaga kirish va chiqish onlari homuza va batan mexanizmlari harakati bilan tsiklogrammaga binoan muvofiqlanishi kerak. Koʻp mokili dastgohlarda mokining oʻtishi moki qutilari harakati bilan qoʻshimcha muvofiqlanishi kerak.

5. Zarb mexanizmi konstruktsiyasi mokining kinematik koʻrsatkichlarini rostlash imkoniyatiga ega boʻlishi kerak.

6. Zarb mexanizmi konstruktsiyasi zarb kuchini rostlash imkoniyatiga ega boʻlishi kerak.

7. Moki qutisidagi tormoz qurilmasi mokini samarali tormozlab talab qilingan holatda toʻxtatishi kerak.

8. Moki yengil, mustahkam va yeyilishga bardoshli boʻlishi kerak; moki uchun eng maqbul material $\bar{n}$ pishiq daraxtlar yogʻochi va maxsus plastmassa.

9. Zarb mexanizmi boʻgʻunlari qayishqoq, zarba boshida elastik deformatsiya hisobiga energiya toʻplab zarba davomida uni mokiga beradigan boʻlishi kerak.

10. Zarb mexanizmi tuzilishi sodda, qulay, pishiq va xavfsiz boʻlishi kerak.

18.3. Oʻrtadan uruvchi zarb mexanizmi

Oʻrtadan uruvchi zarb mexanizmida haydagichning uchidagi urgichning toʻgʻori chiziqli harakat qilishi taʼminlanadi. Avtomatik toʻquv dastgohlarida (18.4-rasm) bu mexanizm haydagichi 1 kinematik jihatdan batanosti vali kronshteyni KK tekisligida toʻgʻani (boshmoq 7) ning bir qismida chayqaladigan gʻildirakning kegayidan iborat.

The diagram shows a mechanism with the following components and connections:

- Frame (6):** The fixed reference frame, indicated by hatched lines at points O_3 and O_4 .
- Slider Block (4):** A rectangular block that moves horizontally along a guide (5). It is connected to the frame at O_3 and has a horizontal force A applied to its right side.
- Link 1:** A long link pivoted at point A (top) and point B (middle). It passes through point E at the bottom.
- Link 2:** A horizontal link connecting point B on Link 1 to point C on Link 3.
- Link 3:** A link pivoted at point C and point O_3 on the frame. It has a vertical offset h_1 from the frame's centerline.
- Wheel (3):** A circular wheel pivoted at point O_4 on the frame. It has a radius r and is in contact with a curved surface K at point E . A horizontal force S is applied to its center at a distance e from the vertical centerline.
- Other Labels:**
 - O_3 : Pivot point of Link 3 and the slider block.
 - O_4 : Pivot point of the wheel and the frame.
 - K : A curved surface that the wheel contacts at point E .
 - π : A vertical dashed line passing through point E .
 - h_1, h_2 : Vertical dimensions of the slider block and its offset from the frame.

Chapdagi yon proektsiyadan ko'rinishicha g'ildirakcha 5 shpindelining o'qi ss tekislikda harakatlanadi.

Haydagich KK kronshteyn bylab sirpanishsiz chayqaladi deb hisoblaganimizda uning kronshteynga tegib turgan nuqtasidan boshqa nuqtalari tsikloidal traektoriyalarda harakatlanadilar: boshmoqning aylanasiidagi nuqtalar $\tilde{n}$ oddiy, $\sqrt{\approx}$ kegay radiusidagi nuqtalar $\tilde{n}$ qisqargan va radiusdan tashqaridagi nuqtalar $\tilde{n}$ uzaygan tsikloida bo'ylab harakatlanadilar. Radiusning $\sqrt{\approx}$ nuqtasi va shu yerda mahkamlangan urgich esa

mexanizmning har qanday harakatida qat'iy ravishda gorizontal chiziq bo'ylab harakatlanadi. Bu holatda tezlik va tezlanishlar zarb mushtchasi 6 ning profili hamda 1-2-3-4-5 bo'g'ünlarning shakl-o'lcham ko'rsatkichlari bilan belgilanadilar.

O'rta zarb mexanizmining fazoviy tuzilishni hisobga olganda bo'g'ünlar harakatining manzarasi quyidagicha bo'ladi.

Agar zarb mushtchasi 6 chizma tekisligiga perpendikulyar tekislikda joylashgan va harakatlanadi deb hisoblasak —₃ o'qda aylanadigan g'uldirakcha 4 va uzangi 6 chizma tekisligiga parallel tekisliklarda harakatlanadilar. Haydagich 1 ning urgich o'rnatilgan uchi batan to'sinida o'yilgan ariqcha bo'ylab to'g'üri chiziqli harakat qiladi va batan bilan birgalikda batan vali atrofida chayqalma harakat qiladi.

Shunday qilib haydagich 1 fazoda birdaniga ikkita harakatni bajaradi ñ batan bilan birga ko'chma chayqalma harakat va batanga nisbatan chayqalma harakat qiladi.

Dastgohning tuzilishiga ko'ra zarb mexanizmi bo'g'ünlarini yuritish uchun eng qulay yuritma uzatuvchi valga o'rnatilgan zarba mushtchalari hisoblanadi.

Mokini otish batan harakati mobaynida amalga oshirilgani uchun zarb mexanizmi bo'g'ünlari u bilan birga harakatlanishi kerak bo'ladi. shuning uchun ular batan valiga o'rnatiladi.

Bunday konstruktiv sxemaning yana bir afzalligi shundan iboratki, bunda haydagichning uzunligi maksimal bo'ladi, bu esa unga zarba vaqtida ko'proq deformatsiyalanib ko'proq energiyani to'plab mokiga berishga imkon beradi.

18.4. Zarb jarayoni uchun prof. A.P. Malishev formulasi

Zarb mexanizmlaridagi qator bo'g'unlar nisbatan kichik birklikka ega bo'lib ularning deformatsiyasi bo'g'unlar harakatini o'zgartiradi. Bu o'zgarish avvalo harakat uzatish yo'nalishida bo'g'unlar harakatining oldingi bo'g'unlarning dastlabki deformatsiyalanish vaqticha kechikib sodir bo'lishida namoyon bo'ladi. Bu masalani tadqiq qilgan prof. A.P. Malishev qo'llagan uslubga binoan mexanizm barcha bo'g'unlari deformatsiyalari urgichning markazi $\tilde{n}$ haydagichning uchga keltiriladi, ya'ni hamma qayishqoq bo'g'unlarni bitta qayishqoq bo'g'un $\tilde{n}$ keltirilgan birklik koeffitsientili haydagich bilan almashtirish mumkin bo'ladi. Natijada mexanizmning yetaklovchi bo'g'un $\tilde{n}$ mushtcha bilan bitta qayishqoq bo'g'un $\tilde{n}$ o'zgarmas birklik koeffitsientili haydagich orqali bog'dangan doimiy massa (urgich, naycha bilan moki) ning harakati to'g'risidagi masalani ko'rish mumkin bo'ladi.

Tadqiqot maqsadi moki harakatining o'zi bo'lganida mazkur usul o'rinli bo'ladi. Ammo prof. V.N. Anosovning ko'rsatishicha maqsad inertsion yuklanishlarni hisobga olib mustahkamlikka hisoblash bo'lganida ikkinchi qayishqoq bo'g'un $\tilde{n}$ bo'yinchani ham hisobga olish kerak bo'ladi.

Gap shundaki birinchi holda mokini haydash vaqtidagi tezlanishi bitta maksimumga ega bo'lsa, ikkinchi holda ikkita yaqqol ko'rinadigan maksimum mavjud bo'ladi.

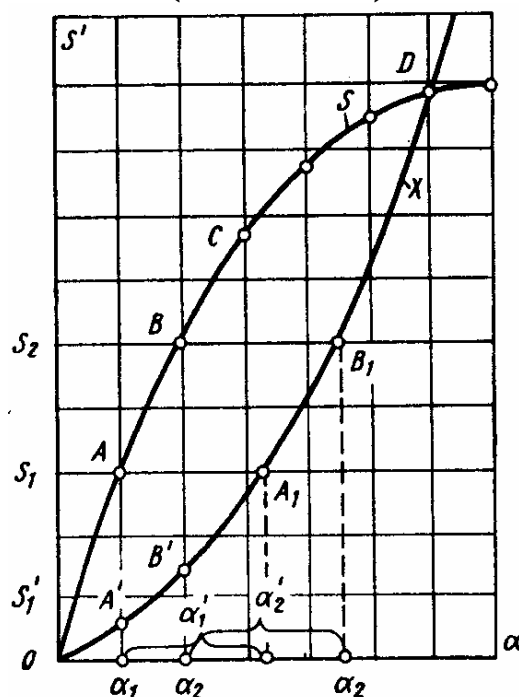
Shunday qilib, zarb mexanizmini to'g'ri tahlil qilish va konstruktsiyalash uchun moki harakatining bo'g'unlar deformatsiyalarini hisobga olingan va olinmagan

hollardagi grafiklarni birgalikda ko'rish kerak bo'ladi. Bu grafiklarning kombinatsiyasi zarb mexanizmining tavsifi deyiladi (18.5-rasm).

Moki harakatining haqiqiy qonuniyati $\downarrow(\alpha)$ ni kinematik tadqiq asosida bilish uchun uning tajribada topilgan kinematik siljishi s dan mexanizmning keltirilgan deformatsiyasini, ya'ni mexanizmning barcha bo'g'inlari deformatsiyalarining yig'indisi ta'osirida haydagich yuqori uchining siljish kattaligi $f_{\downarrow}(\alpha)$ ni ayirish kerak:

$$X = S - f_{\equiv} \quad (18.1)$$

Mexanizm boğʻanlarining keltirilgan deformatsiyasi ketma-ket sodir boʻladi (18.5-rasm).



18.5-rasm. Zarb mexanizmining xarakteristikasi.

Boshda nolga teng boʻlgan deformatsiya kattalashib yod grafigining taxminan G nuqtaga toʻgʻri keladigan yarmida maksimal qiymatga ega boʻladi. Bu onda zarb mexanizmi boʻgʻinlaridagi kuchlanish maksimal boʻlib ulardagi deformatsiya potentsial energiyasi eng katta

boʻladi. Mokini haydash jarayonining bu qismini zarb mexanizmining quvvat toʻplashi deb atash mumkin.

Keyin, γ nuqtadan soʻng mexanizm boʻgʻonlari deformatsiyalari kichraya boshlab mexanizm toʻplangan quvvatni sarflab mokini tezlashtirishi hisobiga boʻgʻonlar deformatsiya potentsial energiyasi mokining kinetik energiyasiga aylanadi. Oxiri D nuqtada deformatsiya nolga tenglashadi.

18.5-rasmdagi s va x yoʻllar chiziqlarini solishtiraylik.

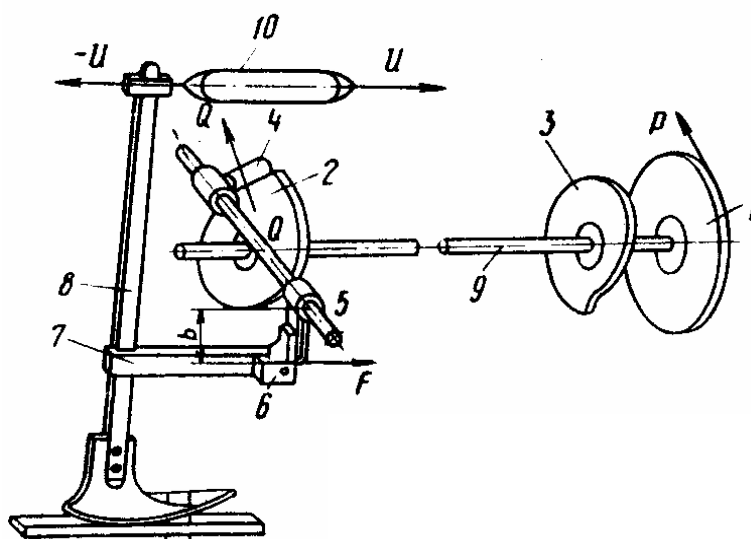
Zarb jarayoni s chiziq boʻyicha, yaʼni deformatsiyasiz sodir boʻlganida boshda O nuqtadagi urinma eng tik boʻladi, yaʼni shu nuqtada moki zarb oladi va birdaniga maksimal v_0 tezlik bilan harakatni davom ettiradi.

Zarb jarayoni x chiziq boʻyicha, yaʼni deformatsiya bilan sodir boʻlganida boshda O nuqtada urgich va mokining tezligi nolga teng, keyin tezlik kattalasha boradi va haydash jarayonining oxirida eng katta qiymatga erishadi. Bu holda mokining tezligi hatto kattaroq boʻlishi ham mumkin.

Shunday qilib zarb mexanizmi boʻgʻonlarining deformatsiyalanishi ijobiy ahamiyatga ega.

Zarb mexanizmi keltirilgan deformatsiyasini hisoblash uchun avval boʻgʻonlardagi yuklanishlarni aniqlash kerak boʻladi.

Oʻrta zarb mexanizmining yuklanish sxemasi 18.6-rasmda keltirilgan.



18.6-rasm. Oʻrta zarb mexanizmidagi yuklanishlarning joylanishi.

Uzatuvchi val 9 tirsakli valdan tishli g ldirak 1 orqali r kuch bilan yuklanadi. Bunda Q kuch urchuq 5 larning shpindellarida oʻtirgan roliklar 4 ga mushtchalar 2 va 3 orqali navbat bilan uzatiladi. Rasmda faqat chap mexanizm koʻrsatilgan. Urchuqdan F kuch uzangi 6 va boʻyinch 7 orqali haydagich 8 ga oʻtkaziladi, u esa oʻz navbatida moki 10 ga uning qarshiligi U ni yengib taʼsir qiladi. Natijada haydagich egiladi, boʻyinch choʻziladi, zarb urchug i esa murakkab deformatsiyaga duchor boʻladi, yaʼni rolik shpindeli va uzangi egiladi, urchuqning tsilindrik tanasi esa buraladi.

Shunday qilib zarb mexanizmi keltirilgan deformatsiyasi f_{H} haydagichning uning uchiga keltirilgan egilish deformatsiyasi f_1 , boʻyinchaning haydagich uchiga keltirilgan deformatsiyasi f_3 larning yigʻindisi sifatida topilishi mumkin:

$$f_{\text{H}} = f_1 + f_2 + f_3 \quad (18.2)$$

Haydagich deformatsiyasi. Haydagichning muvozanat shartlarini 18.7-rasmda koʻrish mumkin.

qiladigan F va $-F$ kuchlar taʼsirida choʻziladi (18.7-rasm).

Boʻyinchaning choʻzuvchi F kuch haydagichga qoʻyilgan barcha kuchlarning uning oniy aylanish markaziga nisbatan momentlari tenglamasidan topilishi mumkin.

Haydagichga taʼsir qiluvchi kuchlar:

1) Moki tomonidan boʻlgan va (18.4) tenglamadan aniqlanadigan U reaksiya kuchi;

2) Haydagichning boshmoq bilan birgalikdagi massalar markazi S_x ga qoʻyilgan ogʻirlik kuchi G ;

3) Prujinaning tarangligi H ;

4) Haydagichning oniy tezlanishlar markazi Ω ga nisbatan chayqalish markazi K_x ga qoʻyilgan inertsiasini P_2 ;

5) Kronshteynning boshmoqqa normal reaksiyasi R_1 ;

6) Rolikning tilchaga normal reaksiyasi R_2 ;

7) Boʻyinchaning tortilish kuchi F .

Izlanayotgan F kuchdan tashqari R_1 va R_2 reaksiya kuchlari ham hozircha nomaʼlum.

Bu reaksiyalarning yoʻnalishlari maʼlumligi sababli ularning kesishuv nuqtasiga nisbatan barcha kuchlarning momentlarini olsak ikkala reaksiya momentlar tenglamasidan chiqib ketadi. Natijada nomaʼlum boʻlib faqat F kuchning kattaligi qoladi xolos, uning yoʻnalishi boʻyinchaning geometrik oʻqi boʻylab joylashgani uchun maʼlum. Shunday qilib, F kuch aniqlanadi.

Endi momentlar tenglamasini tuzishda inertsia kuchi P_2 momentining oʻrniga haydagichning oniy aylanish markaziga nisbatan momenti $\theta_0 \varepsilon$ ni (θ_0 $\hat{=}$ haydagichning shu markazga nisbatan massa inertsia momenti, ε $\hat{=}$ burchak tezlanishi) qulayroq ekanligini hisobga olgan holda 18.7-rasmdagi sxemaga binoan yozamiz:

$$-U \cdot p + F \cdot q - M_G - \theta_0 \varepsilon - Hh \quad (18.5)$$

Bu tenglamada Up va $\theta_0 \varepsilon$ hadlar mokini haydash jarayonida uning tezligi oshib boradigan sohagina ko'rilishi sababli U aniqlanadigan (18.4) dagi chiziqli tezlanish $\ddot{X}$ hamda burchak tezlanish ε lar musbat, mos kuch va momentlar manfiy bo'ladi.

Og'irlik kuchi momenti M_G ni kichikligi sababli hisobga olmasak, H kuchni birinchi yaqinlashuvda X yo'lga proportsional, ya'ni $H = kX$ deb qabul qilsak hamda haydagichning burchak tezlanishi $\varepsilon = \ddot{X}/p$ bo'lishini e'tiborga olsak F kuchni quyidagicha aniqlaymiz:

$$F = \frac{1}{q} \left[\left(mp + \frac{\theta}{p} \right) \ddot{X} + khX + Tp \right]$$

Tilchaning shakli va haydagichdagi holati shundayki, ikkala R_1 va R_2 reaksiyalarning kesishuvi hamma vaqt boshmoq chayqaladigan AA chiziqda bo'ladi. Bunday holatda moki reaksiya kuchi U ning yelkasi p taxminan haydagich uzunligi l ga teng, ya'ni:

$$p \approx l$$

Unda

$$F = \frac{1}{q} \left[\left(ml + \frac{\theta_0}{l} \right) \ddot{X} + khX + Tl \right] \quad (18.6)$$

Bo'yincha kichik va juda katta yuklanishlardan tashqari zarb mexanizmidagi o'rtacha va katta kuchlanishlarda Guk qonuniga qoniqarli tarzda bo'ysunadi. Shuning uchun

$$\lambda = \frac{F}{A_2} \quad (18.7)$$

deb yozish mumkin va bunda A_2 ñ bo'yinchaning cho'zilishdagi qayishqoqlik doimiysi.

Endi bo'yinchaning cho'zilish deformatsiyasi f_2 uchun

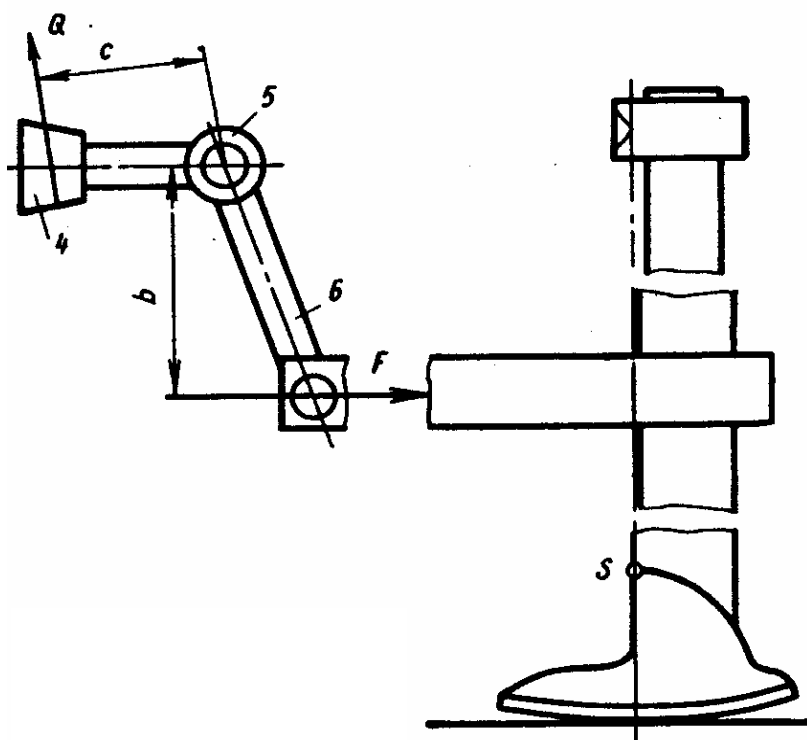
$$f_2 = \frac{1}{q} \lambda = \frac{1}{q} \frac{F}{A_2}$$

deb yozaolamiz.

Va nihoyat bunga (18.6) dan F kuch ifodasini qo'iyib mexanizm keltirilgan deformatsiyasining ikkinchi tashkil etuvchisi bo'lgan f_2 ni quyidagi ko'rinishda aniqlaymiz:

$$f_2 = \frac{1}{A_2 q^2} \left[\left(ml + \frac{\theta_0}{l} \right) \ddot{X} + khX + Tl \right] \quad (18.8)$$

Zarb urchug'ining deformatsiyasi. Zarb urchug'ining yuklanish sxemasi 18.8-rasmda keltirilgan.



18.8-rasm. Zarb urchug'iga yuklamalarni qo'yilishi.

Urchuq 5 ga bo'yincha 7 uzangi 6 orqali F kuch bilan ta'osir qiladi, zarb mushtchasi 2 esa rolik 4 orqali Q kuch bilan ta'osir qiladi. Bunda uzangi F kuch bilan egiladi, urchuqning o'zi Fb moment bilan buraladi, rolik o'tqazilgan barmoq Qc moment bilan egiladi. Bu deformatsiyalar moki harakatiga ta'osir qiladi, urchuq 5 ning egilishining ta'osiri esa hisobga olmasa bo'ladigan kichik.

Butun urchuq massasi inertsiasini chayqalish qulochi kichikligi sababli hisobga olmaganda

$$Fb = Qc \quad (18.9)$$

deb qabul qilish mumkin.

Bu soddalashtirish natijasida urchuqning butun deformatsiyasi F kuchga proportsional deb olish mumkin boʻladi:

uzangining egilishi

$$f' = c'Fb$$

koʻrinishda aniqlanadi va c' $\tilde{n}$ uzangining egilishdagi doimiysi.

Urchuq tanasining buralishi esa

$$\varphi = \frac{Ml}{J_0 G} = \frac{Fbl}{J_0 G} \quad (18.10)$$

ifoda boʻyicha aniqlanib unda

J_0 $\tilde{n}$ urchuq kesimining qutbiy inertsia momenti;

l $\tilde{n}$ urchuqning buraladigan qismi uzunligi;

G $\tilde{n}$ urchuq materialining siljish moduli.

Urchuqning bu buralishi natijasida uzangining uchi

$$f'' = b\varphi \quad (18.11)$$

kattalikka siljiydi.

Rolik (göldirakcha) oʻrnatilgan barmoqning egilishi Qc momentga proportsional boʻladi. Bu egilish natijasida butun urchuq maʼlum bir burchakka buraladi va uzangining uchi

$$f''' = c''Fb \quad (18.12)$$

kattalikka sijiydi; bu yerda c'' barmoqning egilishdagi qayishqoqlik doimiysi.

Shunday qilib urchuqning toʻda deformatsiyasi taʼsirida uzangining pastki uchi N

$$f_N = f' + f'' + f''' = \left(c' + \frac{lb}{J_0 G} + c'' \right) Fb \quad (18.13)$$

kattalikka siljiydi.

Agar b yelkani taxminan doimiy kattalik deb olsak, tenglamaning o'ng tomonida F dan boshqa hamma kattalik ham doimiy bo'ladi, bu holda bu doimiy larni umumiy A_3 doimiy bilan belgilab

$$F_N = f' + f'' + f''' = \frac{F}{A_3} \quad (18.14)$$

deb yozishimiz mumkin.

Endi mexanizmning uchinchi keltirilgan deformatsiyasi

$$f_3 = \frac{1}{q} \cdot \frac{F}{A_3}$$

ko'rinishda aniqlanadi, bu esa (18.4) asosida

$$f_3 = \frac{1}{A_3 q^2} \left[\left(ml + \frac{\theta_0}{l} \right) \ddot{X} + khX + Tl \right] \quad (18.15)$$

ifodaga olib keladi.

Endi (18.2) ga f_1 , f_2 va f_3 larning (18.3), (18.8) va (18.15) dagi qiymatlarini qo'ysak va soddalashtirsak

$$\begin{aligned} f_{\text{III}} = & \left[\frac{m}{A_1} + \left(\frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} \right) \frac{1}{q^2} \left(ml + \frac{\theta_0}{l} \right) \right] \ddot{X} + \\ & + \frac{1}{q^2} \left(\frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} \right) khX + \frac{T}{A_1} + \left(\frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} \right) T \frac{l^2}{q^2} \end{aligned} \quad (18.16)$$

ifodani olamiz.

Endi $\ddot{X}$ oldidagi kvadrat qavs ichini doimiy B bilan, ikkinchi had o'zgarmlarini doimiy C bilan, oxirgi ikki o'zgarmlar hadni D_0 bilan belgilab, zarb mexanizmining haydagich uchiga keltirilgan deformatsiyasi uchun

$$f_{\text{III}} = B\ddot{X} + CX + D_0 \quad (18.17)$$

ifodani hosil qilamiz.

Mokining haqiqiy siljishi uchun (18.1) ga muvofiq

$$X = S - f_{\text{III}} = S - B\ddot{X} - CX - D_0$$

yoki

$$(C+1)X = S - B\ddot{X} - D_0 \quad (18.18)$$

ifodalarga ega bo'lamiz.

Endi uzatuvchi val keltirilgan deformatsiyasining taʼsirini koʻraylik.

Uzatuvchi valda oʻrnatilgan yurituvchi tishli gʻildirak bilan zarb mexanizmlaridan bittasining zarb mushtchasi orasi juda kichikligi uchun valning buralish deformatsiyasi taʼsirini hisobga olinmaydi. Lekin ikkinchi zarb mexanizmi zarb mushtchasi va yurituvchi tishli gʻildirak orasi 1 m dan katta boʻlgani uchun valning buralish deformatsiyasining taʼsiri inobatga olinishi kerak.

Dastgohning taxtlash kengligiga bogʻliq boʻlgan uzatuvchi valning buraladigan qismi uzunligi L , burovchi moment kattaligi M , valning kesim yuzasi qutbiy inertsia momenti J_0 , val materialining siljish moduli G boʻlganida valning burchak deformatsiyasi

$$\varphi = \frac{ML}{GJ_0}$$

ifoda boʻyicha aniqlanadi.

Yuritmadan uzoqda joylashgan zarb mexanizmi uchun hisob bajarganda bu ifoda yordamida (18.18) ifodaga tuzatish kiritish kerak boʻladi.

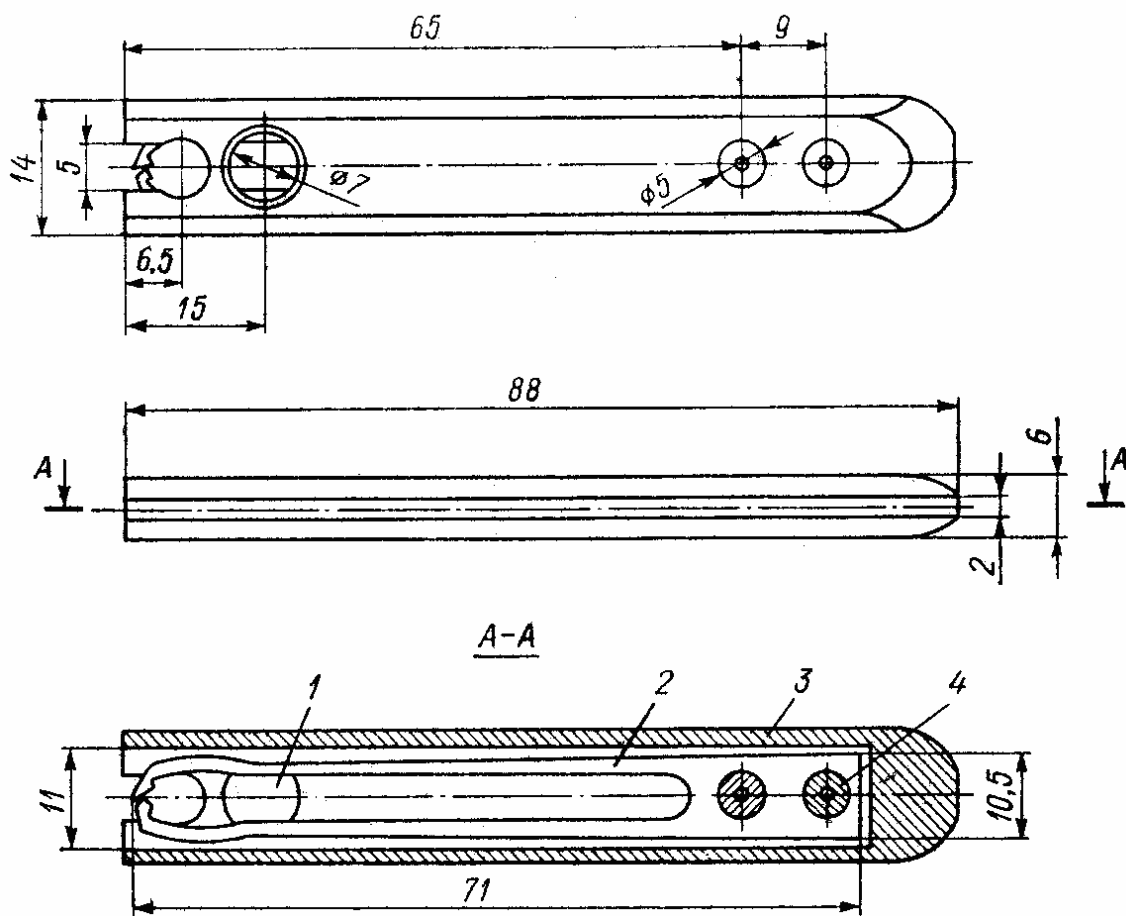
18.5. Zultser (STB) tizimidagi zarb mexanizmi tahlili

Zultser tizimidagi zarb mexanizmida arqoq $88 \times 14 \times 6$ mm oʻlchamdagi va masasi 40 g boʻlgan poʻdat plastinka 3 yordamida tashlanadi (18.9-rasm). Bu mittimokining oldingi qismida oʻyiqlar boʻlib ularda qisqichsimon prujinali dastakchalar yoki parchin 4 bilan mahkamlangan klemmalar oʻrnatilgan.

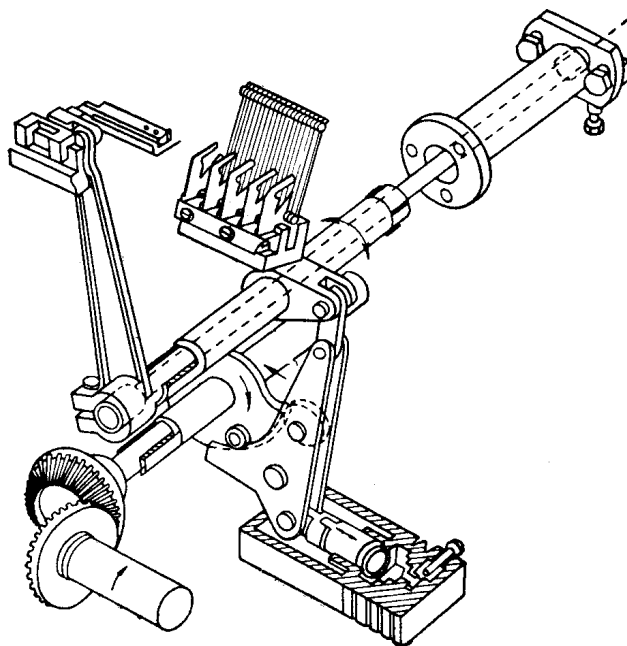
Plastinka 3 da teshik 1 mavjud boʻlib unga arqoq tutilganda klemmalarni ochadigan ochqich ponasi kiradi. Pona teshikdan chiqqanidan keyin prujinali klemmalarning qisqichlari arqoqni qisib oladi.

Mittimokini tezlantiradigan zarb mexanizmining fazoviy tuzilishi 18.10-rasmda keltirilgan.

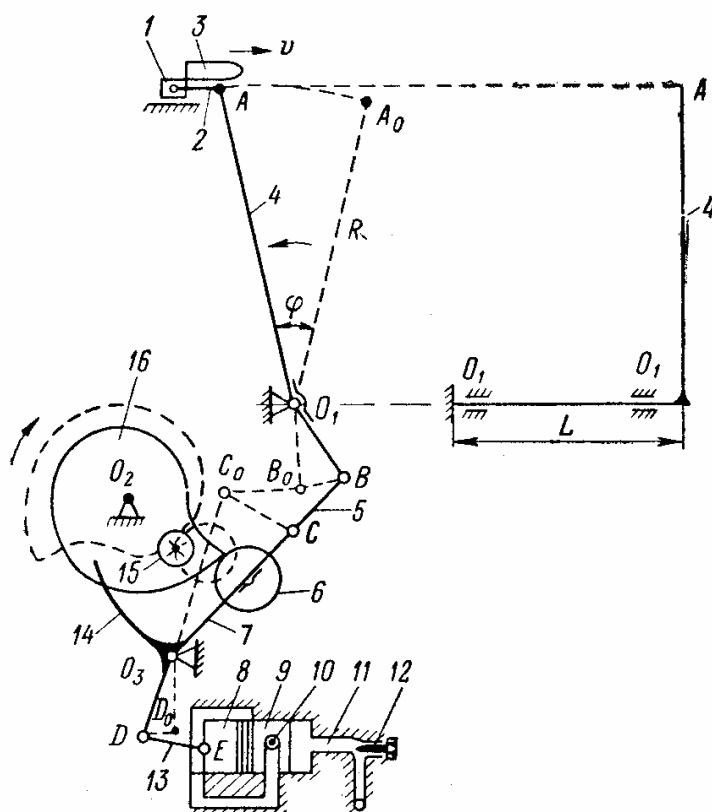
Tahlilni esa mexanizmning yassi printsipl sxemasida bajarish qulay (18.11-rasm). AO_1B haydagich 4 uchi bilan ramaga mahkamlangan L uzunlikdagi O_1O_1 torsion valik bilan birlashgan. Haydagich 4 göldirak 6 va mushtchali suyanch 14 oʻrnatilgan ikkielkali CO_3 dastak 7 va BC tizgin 5 bilan tutashgan. Dastak 7 D sharnirda moyli gidravlik amortizator tsilindri 9 ning porsheni 8 bilan DE shatun 13 orqali tutashgan. Göldirakcha 6 O_2 valga oʻrnatilgan mushtcha 16 ga tegib turadi. Rasmda mexanizmning boshdagi boʻsh holati shtrix chiziq bilan, oxirgi kuchlangan holati tutash chiziq bilan chizilgan.



18.9-rasm. STB dastgohi mittimokisining tuzilishi.



18.10-rasm. Zultser tizimidagi zarb mexanizmi.



18.11-rasm. Zultser tizimidagi zarb mexanizmi kinematik sxemasi.

Mushtcha 16 bo'ish holatda soat mili bo'yicha 306° ga buralganda g'ildirakcha 6 ni surib ikki yelkali dastak 7 ni soat mili bo'yicha buraydi va keyin tizgin 5 orqali haydagich 4 ni soat miliga qarshi buraydi. Bunda O_1O_1 torsion valik kuch ostida $\varphi = 30^\circ$ burchakka buraladi. Mushtcha 16 ning g'ildirakcha 6 ni surilishining oxiri onida dastak 7 ning O_3C yelkasi va tizgin 5 O_3CB befarq holatga tushadilar. Bu holat 4-5-7 to'rtbo'g'likning O_1O_1 torsion valikning qayishqoq momenti ta'osirida g'ildirakcha 6 ni mushtcha 16 ning uchidan ajratib harakatlanishiga imkon bermaydi. Bunday holat kuch qulfi deyiladi. Mexanizm kuch qulfi holatida mushtcha 45° burchakka buralguncha, ya'ni mushtchada o'rnatilgan g'ildirakcha 15 dastak 7 ning suyanchi 14 bilan tegishib uni soat miliga teskari burab mexanizmni befarq holatda chiqarguncha davom etadi. Bundan befarq holat davomiyligi g'ildirakcha 15 ning suyanch 14 bilan tegishishigacha o'rnatilgan vaqt bilan belgilanishi kelib chiqadi.

Mexanizm kuch qulfi holatidan chiqishi bilan torsion valikning qayishqoq momenti haydagich 4 va uning A uchini keskin buraydi va tizgin 2 yordamida urgich 1 va uning harakat yo'lida hozir bo'lgan mittimoki 3 ga keskin harakat beradi.

Mittimokilar dastgohning bir tomonidan otiladi va pastda o'rnatilgan konveyerda orqaga qaytadilar.

Harakat tenglamasi, tezlik va tezlanishlar. Torsion valikni φ burchakka buralgandagi qayishqoq moment

$$M_{01} = \frac{J_{01} G_{01}}{L} \varphi \quad (18.19)$$

formula bo'yicha aniqlanadi va bu yerda

$J_{01} = 0,1d^4$ ñ torsion valik kesimining inertsia momenti;

d ñ valikning diametri;

L – valik buraladigan qismi uzunligi;

G_{01} – valik materiali siljish moduli.

Haydagich 4, shatun 2, urgich 1 va mittimoki 3 larning haydagichning O_1 o'qiga (18.11-rasm) keltirilgan massa inertsia momenti

$$J = J_1 + m_A R^2 \quad (18.20)$$

ifoda bo'yicha aniqlanadi va unda:

J_1 – haydagich 4 ning massa inertsia momenti;

m_A – mittimoki 3, urgich 1 va shatun 2 larning A nuqtaga keltirilgan massasi;

R – $O_1 A$ yelka.

Inertsia kuchlarining momenti:

$$M_{\parallel} = -J\ddot{\varphi} \quad (18.21)$$

ko'rinishda aniqlanadi va bu yerda $\ddot{\varphi}$ – torsion valikning buralish burchagidan vaqt bo'yicha ikkinchi hosila.

Torsion valikning bo'shashining avvalgi onida gidravlik amortizator aytarliq qarshilik ko'rsatmasligini hisobga olgan holda tizimning harakat tenglamasini

$$M_{\parallel} + M_{01} = 0$$

deb yozish mumkin. Bunga (18.19) va (18.21) larni qo'ysak tenglamamiz

$$J\ddot{\varphi} + \frac{J_{01} G_{01}}{L} \varphi = 0 \quad (18.22)$$

ko'rinishga keladi.

(18.22) tenglamani J ga bo'lib va

$$\frac{J_{01} G_{01}}{LJ} = k^2$$

deb belgilab tenglamani

$$\ddot{\varphi} + k^2 l = 0 \quad (18.23)$$

ko'rinishga keltiramiz.

Olingan tenglama φ ga nisbatan ikkinchi tartibli differentsial tenglamadir. Uning umumiy yechimi

$$\varphi = A \sin kt + B \cos kt \quad (18.24)$$

Burchak tezlik va tezlanishlarni aniqlash uchun (18.24) ni ikki marta vaqt bo'yicha differentsiallasak

$$\varphi' = Ak \cos kt - Bk \sin kt \quad (18.25)$$

$$\varphi'' = -Ak^2 \sin kt - Bk^2 \cos kt \quad (18.26)$$

ifodalarga ega bo'lamiz A va B doimiylarni aniqlash uchun boshlang'ich shartlardan foydalanamiz

$$t = 0 \text{ bo'lganda } \varphi_0 = \pi/6$$

ekanini hisobga olgan holda (18.25) va (18.26) larni (18.24) ga qo'ysak birinchi doimiy

$$B = \varphi_0$$

kelib chiqadi.

Endi $t = 0$ da $\dot{\varphi} = 0$ bo'lishini hisobga olsak (18.25) dan

$$AK \cos kt = 0$$

kelib chiqadi, bundan esa ikkinchi doimiy uchun

$$A = 0$$

natijani olamiz.

Shunday qilib (18.24), (18.25) va (18.26) larga muvofiq harakat, tezlik va tezlanish uchun

$$\varphi = \varphi_0 \cos kt \quad (18.27, a)$$

$$\dot{\varphi} = -\varphi_0 k \sin kt \quad (18.27, b)$$

$$\ddot{\varphi} = -\varphi_0 k^2 \cos kt \quad (18.27, v)$$

ifodalarni olamiz.

Torsion to'la bo'shaganda, ya'ni $\varphi = 0$ bo'lganida oxirgi ifodalardan

$$\varphi_0 \cos kt = 0$$

kelib chiqadi, undan esa:

$$kt = \frac{\pi}{2} \text{ va } t = \frac{\pi}{2k} \quad (18.28)$$

Tenglamalardagi doimiylarning muayyan qiymatlari

$$d = 0,015m; \quad L = 0,71m; \quad m_A = 0,01kg; \quad R = 0,185m;$$

$$G_{01} = 0,8 \cdot 10^5 \text{ [P\textsubscript{H}]}; \quad J_{01} = 0,506 \cdot 10^{-8} m^4;$$

$$J_1 = 0,34 kg \cdot m^2; \quad J = 0,69 kg \cdot m^2$$

boʻlganida $k = 2,87 \text{ sek}^{-2}$ boʻladi va uni (18.28) ga qoʻysak 30° ga buralgan torsionning t boʻshash vaqtining qiymati

$$t = \frac{\pi}{2k} = 0,00551 \text{ sek}$$

ekanini aniqlaymiz.

(18.27) tenglamadan foydalanib t boʻshash vaqtining oxiridagi maksimal burchak tezlikni

$$\varphi_{\max} = \frac{\pi k}{6} = 150 \text{ rad/sek}$$

qiymatda aniqlaymiz.

Va nihoyat haydagich uchi A va mittimokining oʻzining maksimal chiziqli tezligini aniqlaymiz:

$$V = \dot{\varphi}R = 27,7 \text{ m/s}$$

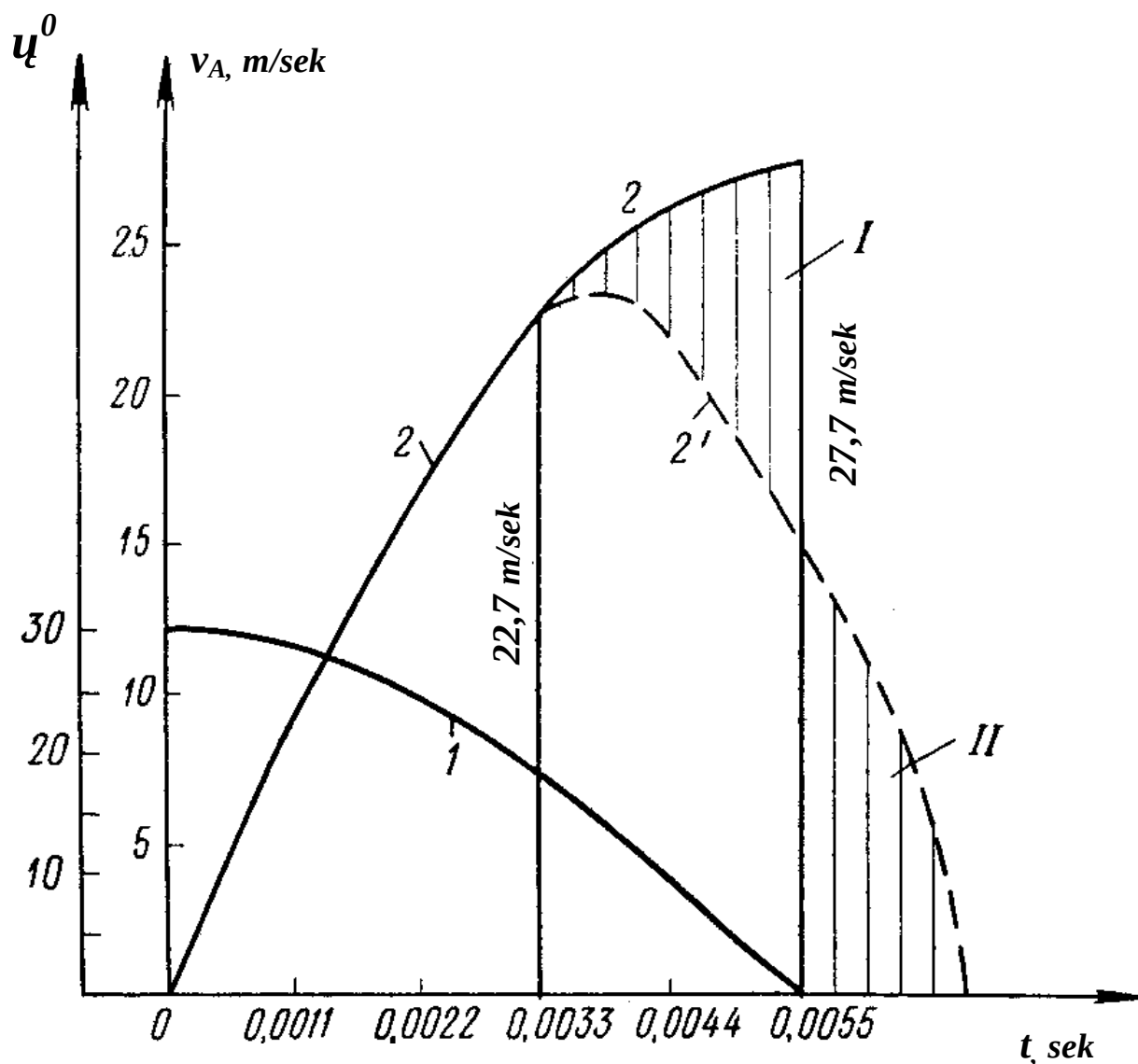
Olingan analitik ifodalar asosida mittimoki uchun nazariy hisoblangan tezlik vaqt boʻyicha oshib boradi va haydash oxirida maksimal qiymatga erishadi (18.12-rasm, chiziq 2). Bunda torsionning buralish burchagi φ chiziq 1 boʻyicha oʻzgaradi.

Haydashning oxirida mexanizmning butun kinetik energiyasi soʻndirilishi kerak. Bu vazifani yogʻli amortizator bajaradi.

Mittimokining amaldagi tezligi $\approx 22,7 \text{ m/sek}$ ga yetganda tormozlanish boshlanadi va shu onda u urgichdan ajraydi. Bundan keyin urgich tezligi 2'shtrix chiziq boʻyicha oʻzgaradi. Aytilganga mos ravishda yogʻli amortizator ishida ikki xil davr boʻladi: tezlanish va tormozlanish.

Tezlanish yoki haydalish jarayonida amortizatorning (18.11-rasm) porsheni 8 tsilindr 9 ichida yogʻning asosiy qismini katta kesimli maxsus yoʻl 10 orqali haydaydi va bunda katta qarshilikka uchramaydi. Tormozlanish boshlanish onida porshen bu yoʻlni toʻsib qoʻyadi va yogʻning qolgan qismi ikkinchi kesimi ancha kichik boʻlgan yoʻl 11 orqali haydaladi. Bunda mexanizm harakati qarshilik yumshoq tarzda, zarbsiz, lekin yetarli

darajada keskin oshib haydagich harakati dempferlanadi. Dempferlash jarayoni klapan 12 yordamida yoʻlning amaldagi kesimini oʻzgartirish yoʻli bilan rostlanadi.

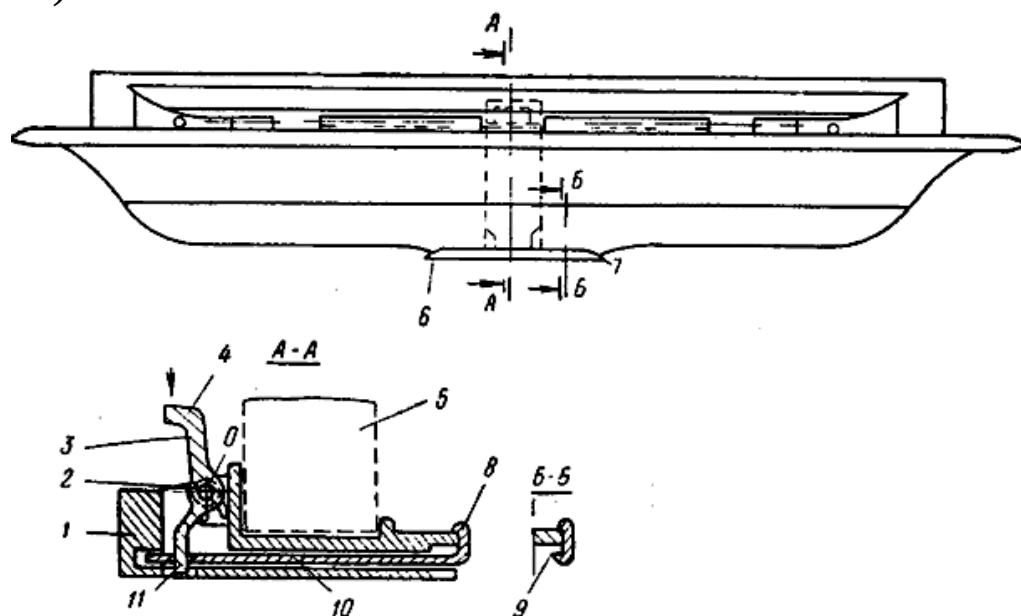


18.12-rasm. Haydashdagi torsionning buralish burchagi (1) va mittimokining tezligi (2) oʻzgarish grafiklari.

18.6. Noyman tizimidagi zarb mexanizmi tahlili

Noyman zarb mexanizmi mikromokisining tuzilishi va vazifalari. Noyman tizimidagi mokicha Zultser dastgohidagi mittimokidan ko'ra murakkabroq vazifani bajaradi, ya'ni u mato milkini ham hosil qiladi.

Noyman dastgohining mokichasi $105 \times 34 \times 13$ |||
oʻlchamdagi simmetrik konstruktsiyadan iborat (18.13-
rasm).



18.13-rasm. Noyman to'quv dastgohi mokichasi.

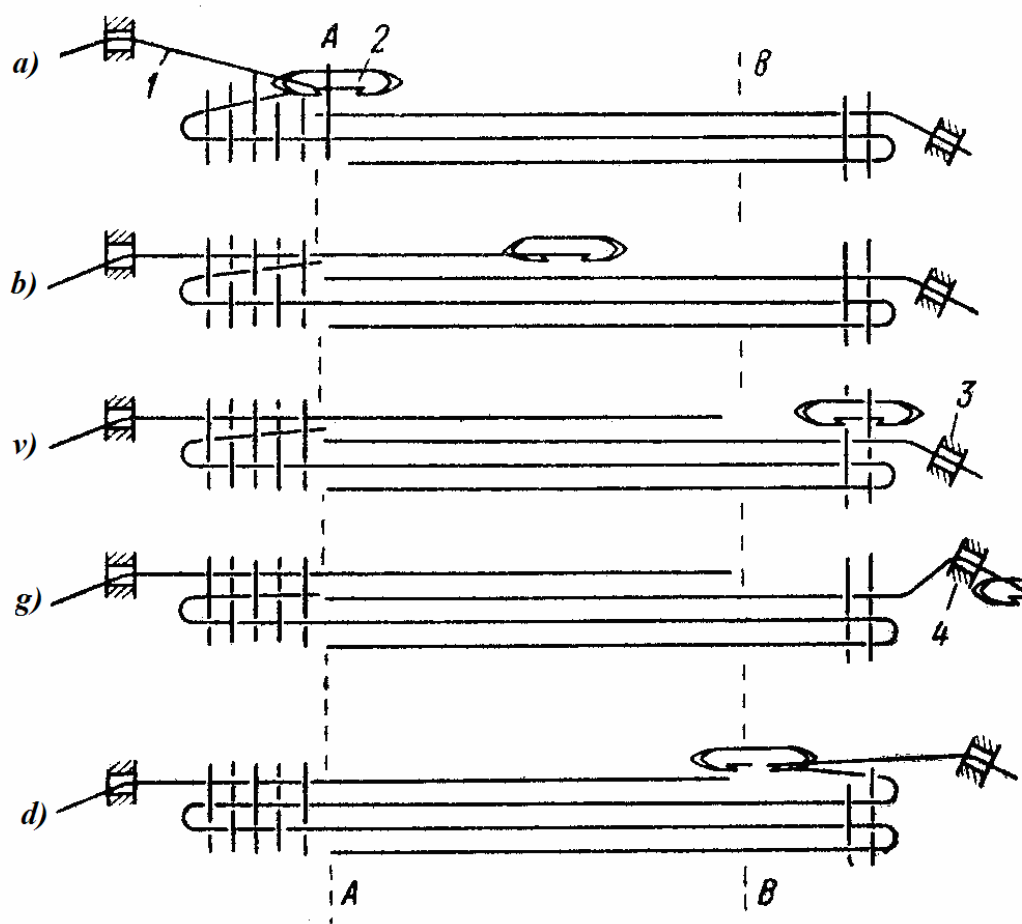
Mokichaning korpusi 1 ga bo'ylama barmoq tugmachasi 4 ga ega va pastki panjasi 11 klemmali plastinka 10 ning o'oyig'iga kiradigan klapan 3 o'ratilgan. Klapan 3 o' o'qda klemmali plastinka 10 ning kallagi 8 ni arqoqni pastki qismlarida pichoq tig'dari 9 joylashgan plastinkaning 6 va 7 uchlari bilan qisish uchun mokichaning tanasiga bosadigan vint prujinalar 2 bilan birlashgan.

Klemma ochiq boʻlganida arqoq ipining halqasi mokicha dastgohning oʻng yoki chap qutisida turganiga qarab plastinkaning 6 yoki 7 uchi bilan tutiladi.

Klapanning barmoq tugmachasi 4 ga maxsus göldirakcha mil yoʻnalishida bosganda klemma ochiladi. Bunda klapanning tugmachasi soat miliga teskari aylanadi. Göldirakcha klapan 3 tugmachasidan tushganda prujina 2 larning taʼsirida klemma 8 mokichaning tanasiga yopishadi. Bunda plastinkaning tigʻi 9 arqoqning uchini qirqadi.

Batanda oʻrnatilgan maxsus taroq 5 lar mokicha homuzada harakatlenganda yoʻnaltiradi va chiqib ketishga yoʻl qoʻymaydi.

Noyman dastgohida mato hosil boʻlishi 18.14-rasmda koʻrsatilgan.

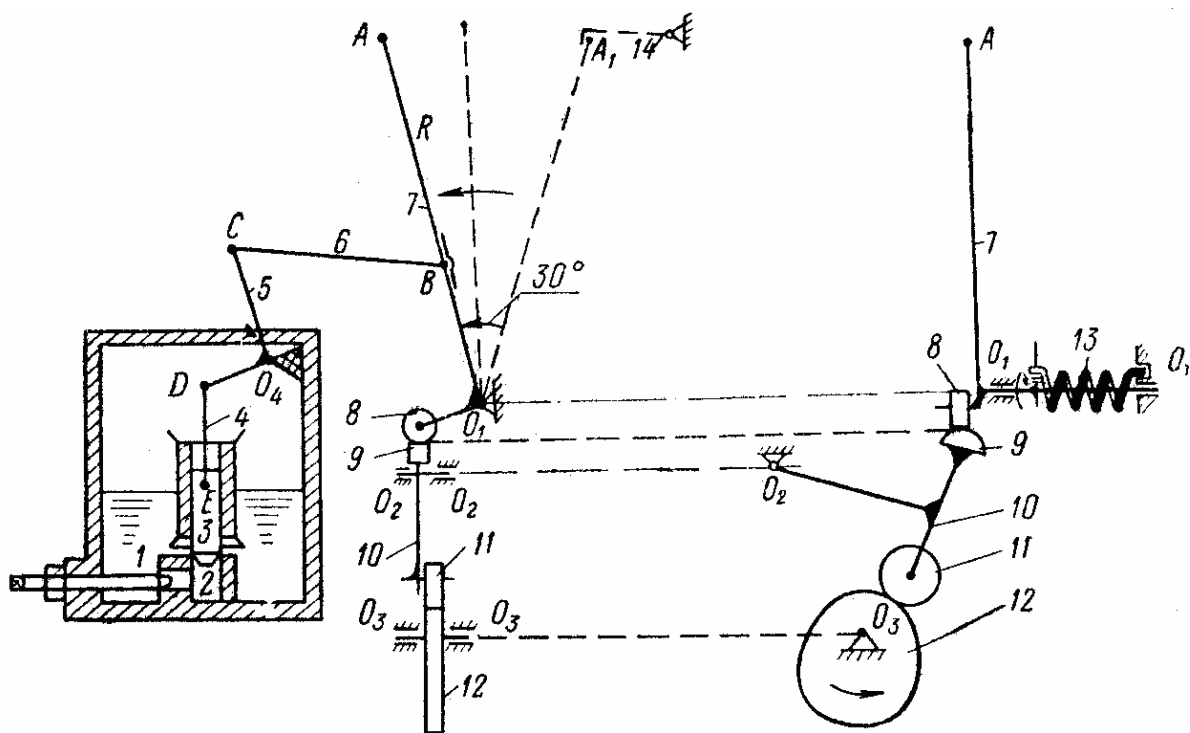


18.14-rasm. Noyman toʻquv dastgohida mato hosil boʻlish sxemasi.

Mokicha 2 homuzaga kirishida halqa ko'rinishidagi arqoqni ilib oladi. Bundan oldin mokichaning barmoq tugmachasiga rasmda ko'rsatilmagan g'ildirakcha ta'osir qilib klemmani ochgan bo'ladi. Mokicha $\sqrt{\vee}$ chiziqdagi holatga yetganida klemma yopiladi, uning pastki tig'i arqoqni qirqadi va mato milkiga bundan oldingi tsiklda kiritilgan arqoqning qirqib qoldirilgan uchini kiritadi. Bobinadan chuvab olinayotgan arqoqning ikkinchi uchi homuzaga kiritiladi (18.14-rasm). $\perp$ chiziqda mokichaning barmoq tugmasiga endi o'ng qirg'og'ida o'rnatilgan g'ildirakcha ta'osir qiladi va klemma ochilib arqoq bo'shaydi (18.14-rasm). Arqoq mato qirg'og'iga uriladi.

Mokichaning o'ng tomondan keyingi harakatidan oldin ipetaklagich 3 holat 4 ga o'tadi, klemma ochiladi. $\perp$ chiziqda g'ildirakcha barmoq tugmadan tushadi, arqoq qirqiladi va milkka kiritiladi (18.14-rasm).

Noyman zarb mexanizmining printsipl sxemasini ko'raylik (18.15-rasm). Bika ikkielkali haydagich 7 rolik 8 o'rnatilgan qisqa yelkasi orqali dastak 10 ning oval kallagi 9 bilan birlashgan, dastak 10 ikkinchi uchidagi rolik 11 orqali $-_3$ o'qda doimiy tezlik bilan aylanadigan mushtcha 12 ga tegib turadi. Tizgin 6 haydagich 7 ni ikkielkali richag 5, keyin shatun 4 va gidravlik amortizatorning porsheni 3 bilan birlashtiradi. Porshen 3 haydagich harakatining yakunlanish vaqtida tsilindr 2 ga kirib yog'ni rostlovchi klapan 1 orqali haydab chiqaradi.



18.15-rasm. Noyman zarb mexanizmining printsiptial sxemasi.

—₁ oqda o'tirgan haydagich 7 vint prujina 13 bilan birlashgan.

Mushtcha 12 soat miliga qarshi aylanganda dastak 10 va haydagich 7 tutash chiziq bilan chizilgan boshlang'ich holatdan shtrix chiziq bilan chizilgan ishchi holatga harakatlanadilar. Bunda haydagich va prujina 13 $\approx 30^\circ$ ga buralib, haydagichning $\sqrt$ yuqori uchi ≈ 200 $\frac{mm}{s}$ ga siljiydi. Chetki $\sqrt_1$ holatda haydagich uchini ilgak 14 ilib olib 6-5-4-3 bo'g'unlar bilan birgalikda mushtcha 12 ning keyingi aylanishida va rolik 8 ning kallak 9 dan ajralguncha ushlab turadi.

Arqoqni homuzaga tashlash uchun ilgak 14 haydagich 7 ni bo'shatadi va u prujina 13 ning qayishqoq bo'shashi ta'sirida mokichani otadi. $\sqrt$ nuqta yo'dining oxirgi $\frac{1}{3}$ ga to'g'ori keladigan prujina bo'shashining oxirida porshen 3 tsilindr 2 ning ichiga kirib gidravlik amartizator ishlay boshlaydi. Natijada yog'ning rostlovchi

klapan 1 orqali oqib o'tishidagi katta gidravlik qarshilik hisobiga dempferlash sodir bo'ladi.

Harakat tenglamasi, tezlik va tezlanishlar. 18.15-rasmdagi $O_1 \text{---} O_4$ to'rtbo'g'unlikni parallelogramm, D va E nuqtalarning tezliklari teng deb qabul qilsak

$$V_C = V_B = V_A \frac{O_1 B}{O_1 A} = V_A i_1;$$

$$V_E = V_D = V_C \frac{DO_4}{CO_4} = V_C i_2 = V_A i_1 i_2$$

bo'ladi va bularda

$$\frac{O_1 B}{O_1 A} = i_1 \text{ va } \frac{O_4 D}{O_4 C} = i_2$$

Mexanizm bo'g'unlarining haydagichning aylanish o'qi O_1 ga keltirilgan inertsia momenti J_0 ning qiymati

$$J_0 = J_1 + mR^2 + m_6 i^2 R^2 + J_5 + (m_4 + m_3) i_1^2 i_2^2 R^2 \quad (18.29)$$

ifodaga teng bo'lib unda:

J_1 ñ haydagichning O_1 o'qqa nisbatan massa inertsia momenti;

J_5 ñ ikki yelkali dastak 5 ning O_4 o'qqa nisbatan massa inertsia momenti;

m, m_3, m_4, m_6 ñ mokicha, porshen, tizgin 4 va 5 larning massalari;

R ñ haydagichning radiusi;

$i_1 = \frac{1}{3}$ va $i_2 = \frac{2}{3}$ ñ haydagich 7 va ikkielkali dastak 5 larning uzatish nisbatlari.

(18.29) tenglamaga mexanizmdagi qiymatlarni qo'ysak $J_0 = 6,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ natijani olamiz.

Haydagich prujinasining bikrligi

$$z = \frac{EJ_x}{\pi D_i}$$

formula bilan aniqlanadi va unda:

E ñ prujina materialining qayishqoqlik moduli, MPa;

J_x ñ prujina oöramlari kesim yuzalari inertsia momenti, m^4 ;

D ñ vint prujinaning oöta diametri;

i ñ prujinaning oöramlar soni.

U holda prujina φ burchakka buralganda hosil qiladigan qayishqoq moment kattaligi

$$M_{\varphi} = z\varphi$$

boöadi.

Mokicha harakat tenglamasining umumiy koöinishi:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi} + M_{\varphi} \quad (18.30)$$

bu yerda M_{φ} ñ prujina blganda hosil qiladigan qayishqoq moment, φ ga proporsional;

M_{φ} ñ tizimning haydagich oöqiga keltirilgan massalarning inertsion qarshilik momenti, $\ddot{\varphi}$ ga proporsional va $M_{\varphi} = -J_0\ddot{\varphi}$ ga teng;

M_{φ} ñ haydagichga keltirilgan 3-6 boögönlarning tizimning ishqalanish qarshilik momenti, $M_{\varphi} = \text{const}$.

Bularni (18.30) ga qoöyib

$$z\varphi + J_0\ddot{\varphi} - M_{\varphi} = 0 \quad (18.31)$$

differentzial tenglamani olamiz va uni J_0 ga boöib hamda

$\frac{z}{J_0} = k^2$ deb belgilab

$$\ddot{\varphi} + k^2\varphi - \frac{M_{\varphi}}{J_0} = 0 \quad (18.32)$$

koöinishdagi harakat tenglamasiga kelamiz. Uning umumiy yechimining koöinishi:

$$\varphi = A\sin kt + B\cos kt + D \quad (18.33)$$

Uni vaqt boöyicha differentsiiallab haydagichning burchak tezligini aniqlaymiz

$$\dot{\varphi} = Ak \cos kt - Bk \sin kt \quad (18.34)$$

Boshlangöch $t=0$ momentda φ boshlangöch buralish burchagi φ_0 ga teng, demak koeffitsient $B = \varphi_0 - D$. Xuddi shu $t=0$ da $\dot{\varphi}=0$ va koeffitsient $A=0$. Shunday qilib

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= B \cos kt + D \\ \dot{\varphi} &= -Bk \sin kt \\ \ddot{\varphi} &= -Bk^2 \cos kt \end{aligned} \right\} \quad (18.35)$$

Olingan tenglamalarni (18.32) ga qo'ysak

$$D = \frac{\int \dots}{J_0 k^2}$$

bo'lib, undan:

$$B = \varphi_0 - D = \varphi_0 - \frac{\int \dots}{J_0 k^2}$$

Olingan ifodalarni (18.35) ga qo'yib haydagichning yo'l, tezlik va tezlanish ifodalarini hosil qilamiz

$$\varphi = \left(\varphi_0 - \frac{\int \dots}{J_0 k^2} \right) \cos kt + \frac{\int \dots}{J_0 k^2} \quad (18.36)$$

$$\dot{\varphi} = - \left(\varphi_0 - \frac{\int \dots}{J_0 k^2} \right) k \sin kt \quad (18.37)$$

$$\ddot{\varphi} = - \left(\varphi_0 - \frac{\int \dots}{J_0 k^2} \right) k^2 \cos kt \quad (18.38)$$

Mexanizm parametrlarining amaldagi qiymatlarida

$$\varphi = \left(\frac{\pi}{2} - 0,16 \right) \cos 38,6t + 0,16 \quad (18.39)$$

$$\dot{\varphi} = -38,6 \left(\frac{\pi}{2} - 0,16 \right) \sin 38,6t \quad (18.40)$$

$$\ddot{\varphi} = -1490 \left(\frac{\pi}{2} - 0,16 \right) \cos 38,6t \quad (18.41)$$

Agar ishqalanish qarshiligi momentini hisobga olmasak harakat parametrlari tenglamalari

$$\varphi = \varphi_0 \cos kt \quad (18.42)$$

$$\dot{\varphi} = -\varphi_0 k \sin kt \quad (18.43)$$

$$\ddot{\varphi} = -\varphi_0 k^2 \cos kt \quad (18.44)$$

ko'rinishni oladilar.

Vint prujinaning $\varphi_0 = 0$ dagi to'la bo'shash vaqti ishqalanishni hisobga olgan va olmaganida mos ravishda $T_1 = 0,0437 \text{ sek}$ va $T_0 = 0,0408 \text{ sek}$ bo'ladi.

18.7. Pnevморapirali va oqimli arqoq tashlash mexanizmlari

Pnevморapirali arqoq tashlash mexanizmlariga amalda oqimli ñ pnevmatik va gidravlik hamda rapirali arqoq tashlash mexanizmlarining gibridi deb qarash mumkin. Shu nuqtai nazardan oldin mazkur mexanizmlar bilan qisqacha tanishamiz [8].

Oqimli arqoq tashlash mexanizmlari. Oqimli arqoq tashlash mexanizmlarida havo yoki suv arqoqni harakatlantiruvchi muhit boʻlib xizmat qiladi. Arqoqni homuzada harakatlantiruvchi kuch tashuvchi muhitning tezligiga bogʻliq. Bu kuchning kattaligi odatda arqoqni bevosita bobinadan chuvab olishga yetarli boʻlmaydi. Shuning uchun qoʻshimcha oʻdchab beruvchi mexanizmning boʻlishi talab etiladi. Oʻdchab beruvchi mexanizmning asosiy vazifasi berilgan uzunlikdagi arqoqni xomuzaga tashlashga tayyorlashdan iborat.

Pnevmatik toʻquv dastgohlari siqilgan havo bilan umumiy markazlashgan manbadan yoki individual kompressorlardan taʼminlanadilar. Gidravlik toʻquv dastgohlari individual suv haydovchi nasoslar bilan taʼminlanadilar.

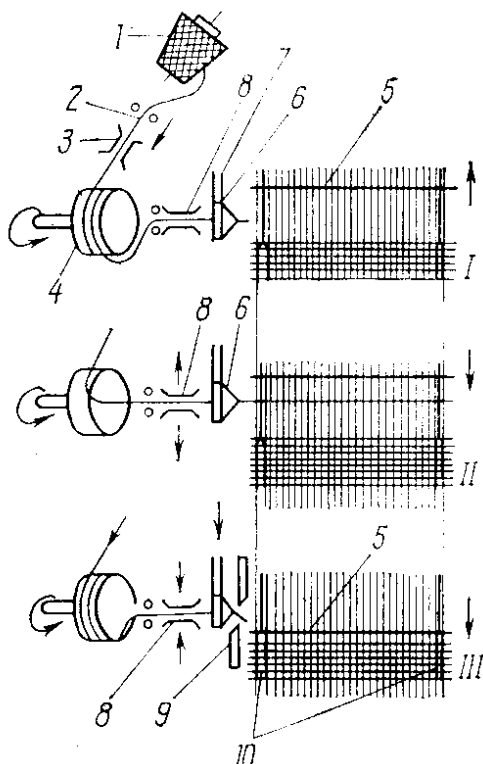
18.16-rasmda oqimli arqoq tashlash mexanizmli toʻquv dastgohidagi texnologik amallarning namunaviy ketma-ketligi keltirilgan.

Arqoq 2 konussimon bobina 1 dan chuvab olinib yoʻnaltiruvchi koʻzlar va taranglagich 3 dan oʻtadi. Oʻdchovchi qurilma 4 homuzaga tashlashga yetarli uzunlikdagi arqoqni oʻdchab oladi. Qisqich 8 lar arqoqni tashlashdan oldin titib turishga xizmat qiladi. Havo yoki suv uchlik konus naycha 6 ga quvur 7 orqali beriladi.

Oqimli to'quv dastgohida arqoq tashlash jarayoni uchta davrdan iborat bo'ladi (18.16-rasm).

1-davr. Tigö 5 orqaga harakatlanadi. O'ldchovchi qurilma 4 berilgan uzunlikdagi arqoqni homuza tashlashga tayyorlashni tugatadi.

2-davr. Qisqich 8 lar ochiq konus naycha 6 ga havo yoki suv beriladi va arqoq homuza orqali harakatlanadi.



18.16-rasm. Oqimli to'quv dastgohida arqoq tashlashning davrlari.

3 davr. Arqoqni homuzaga tashlash tugaganda qisqich 8 lar arqoq ipini mahkam tutadilar. Tigö 5 tashlangan arqoqni mato qirg'og'iga uriladi va qaychi 9 arqoqni konus naycha yonidan qirqadi. Bir vaqtning o'zida arqoq chirmovchi o'rilish 10 bilan milkada mahkamlanadi. Arqoqni o'rashdan oldinoq o'ldchovchi qurilma keyingi tashlanadigan arqoq ipini tayyorlashni boshlaydi.

Deyarli barcha arqoqni oqimli tashlovchi to'quv dastgolarida arqoq dastgohning bir tomonidan tashlanadi.

Shuningdek barcha arqoqni oqimli tashlaydigan dastgohlarda arqoq tashlash tizimi mashinaning ramasida harakatsiz o'rnatiladi. Shuning uchun ularda batan faqat tig'ni harakatlantiradi, uning inertsia momenti kichkina.

Rapirali arqoq tashlash mexanizmlari. Rapirali arqoq tashlash mexanizmlarida arqoq homuza orqali uni ilib oladigan rapiralar yordamida harakatlanadi (rapira - shamshir).

Amalda ikki xil ko'rinishdagi rapiralar ishlatiladi: bikr rapiralar va egiluvchan rapiralar.

Bikr rapiralar ko'proq 10-15 mm diametrli yupqa devorli quvurchalar va ba'zan shu o'lchamdagi havol to'g'ri to'rtburchak kesimli sterjenlar ko'rinishida bo'ladi.

Rapiralarning kallaklari homuza ichida moki harakatanganday harakatlanadilar. Bikr rapiralida dastgohlar egallaydigan maydonning kattaligi, ularning asosiy kamchiligidir.

Bu kamchilikni yo'qotish maqsadida Diederichs frantsuz firmasi teleskopik rapiralar qo'llaydi.

Egiluvchan rapiralar 25×1 mm o'lchamdagi prujina po'latidan tayyorlangan tasma ko'rinishida bo'lib homuzadan tashqari holatda g'oltakka o'ralgan yoki yarimaylana o'yiqa joylashgan bo'ladi. Bu dastgoh enini qisqa qilishga imkon beradi. Egiluvchan rapiralarning homuzada harakatlanishlari uchun mittimokilar yo'naltiruvchilariga o'xshash qurilma kerak bo'ladi.

Rapiralar to'quv dastgohining bir yoki ikki tomonida joylashishlari mumkin. Rapiralar dastgohning ikki tomonida joylashganda arqoq homuzaga bir tomondan yoki ikki tomondan tashlanishi mumkin. Arqoq bir

tomondan tashlanganda birinchi rapira homuza ichida arqoqni faqat uzatib beradi, ikkinchi rapira qabul qilib oladi. Arqoq ikki tomondan tashlanganda ikkala rapira arqoqni ham uzatadi, ham qabul qiladi.

Rapira mexanizmi dastgohda ikki xil o'rnatiladi. Ko'proq rapira mexanizmi dastgoh ramasida biki o'rnatiladi. Bunda mexanizmlarning arqoq tashlash vaqtida orqa chetki holatda to'xtalishlari aniq bo'lishi talab qilinadi.

Rapira mexanizmi batan to'sini bilan birga chayqalma harakat qiladigan qilib ham o'rnatiladi.

Arqoqni homuzaga tashlash usuli bo'yicha ham rapirali mexanizmlar ikki xil bo'ladi.

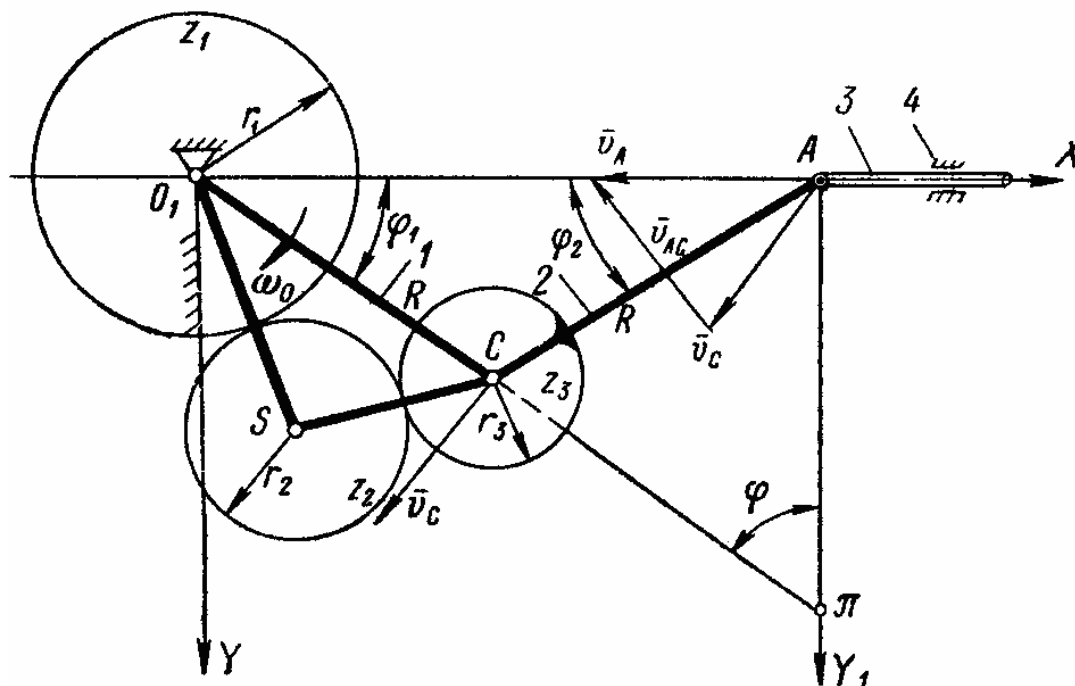
Dewas tizimidagi mexanizmlar. Bularda rapira kallagidagi qisqich arqoqni mahkam qisib oladi va homuzaga to'g'ri holatda tortib kirib ketadi.

Gabber tizimidagi mexanizmlar. Bularda arqoq kallakda mahkam qisilmasdan u orqali erkin holatda halqa shaklida homuza ichiga tortib kirib ketiladi va ko'pchilik dastgohda keyin to'g'rilanadi.

Pnevmorapirali arqoq tashlash mexanizmlari. ATPR pnevmorapirali avtomatik to'quv dastgohlarida arqoq tashlash dastgohning ikki tomonidan beriladigan quvursimon havol rapiralar yordamida amalga oshiriladi. O'ng rapiraga 0,1-0,3 at bosimda berilgan siqilgan havo arqoqni o'zi bilan dastgohning o'rtasiga olib keladi. Bu yerda chap rapiraga so'rib olinayotgan havo oqimi arqoqni o'zi bilan dastgohning ikkinchi tomoniga tortib olib ketadi.

Rapiralar batanning to'xtalish vaqtida homuza sohasiga beriladilar. Rapiralarni harakatlantirish uchun planetar yuritma mexanizmi ishlatiladi (18.17-rasm).

—₁ oʻq atrofida doimiy ω_0 tezlik bilan aylanadigan krivoship-etak 1 da z_2 parazit va z_3 yetaklanuvchi gʻildiraklar oʻrnatilgan boʻlib ular oʻzaro va dastgoh tanasiga harakatsiz mahkamlangan z_1 gʻildirak bilan ilashuvda boʻladi. Yetaklanuvchi z_3 gʻildirak bilan bika birlashtirilgan shatun 2 homuzaga kurguncha yoʻnaltiruvchi 4 lar boʻylab harakatlanadigan pnevmorapira 3 bilan sharnirli birikkan.



18.17-rasm. ATPR-120 toʻquv dastgohi pnevmorapira mexanizmining kinematik sxemasi.

Harakat tenglamasi, tezlik va tezlanishlar. Mazkur mexanizm $\sqrt{\quad}$ nuqtasining qatʼiy $\perp$ oʻqi boʻylab harakatlanishini mexanizmning

$$\frac{-17}{17} = 1 \text{ va } \frac{z_1}{z_3} = \frac{r_1}{r_3} = 2$$

koʻrinishdagi asosiy kinematik parametrlari taʼminlaydi.

Ko'rilayotgan mexanizm planetar tipdagi differentsial tishli mexanizmlarga kiradi. Göldirak z_3 ning burchak tezligi

$$\pm i = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_3 - \omega_0}$$

ko'rinishdagi Villis formulasi yordamida topilishi mumkin.

Etaklovchi deb z_1 yetaklanuvchi deb z_3 göldiraklarni olamiz. Unda, aylanish bir tomonga ekanligi uchun, uzatish soni

$$i = \frac{z_3}{z_1} = \frac{1}{2}$$

bo'ldi. Göldirak z_1 ning burchak tezligi $\omega_1 = 0$, demak

$$\frac{-\omega_0}{\omega_3 - \omega_0} = \frac{1}{2}$$

ekanligidan $\omega_3 = -\omega_0$ bo'lishi kelib chiqadi.

Shunday qilib yetakning $\varphi_0 = \omega_0 t$ aylanish burchaklari, φ_1 va φ_2 son bo'yicha teng, ammo qarama-qarshi yo'nalgan. Agar boshlang'ich deb mexanizmning yetak 1 va dastak 2 bir chiziqda joylashgan holatini olsak (18.18-rasm), φ_1 va φ_2 burchaklar teng, yetak 1 va dastak 2 uzunliklari bir xil bo'lganida hamisha teng yonli $-\sqrt{1}$ yoki $\sqrt{1}$ uchburchaklar hosil bo'ldi. Bu uchburchaklar mos ravishda bo'g'unlarning boshlang'ich holati chizig'ida yotgan $-\sqrt{1}$ va $\sqrt{1}$ asoslarga ega bo'ldi. Koordinata boshi $-\sqrt{1}$ da deb olinganda rapira $\sqrt{1}$ nuqtasining yo'lini

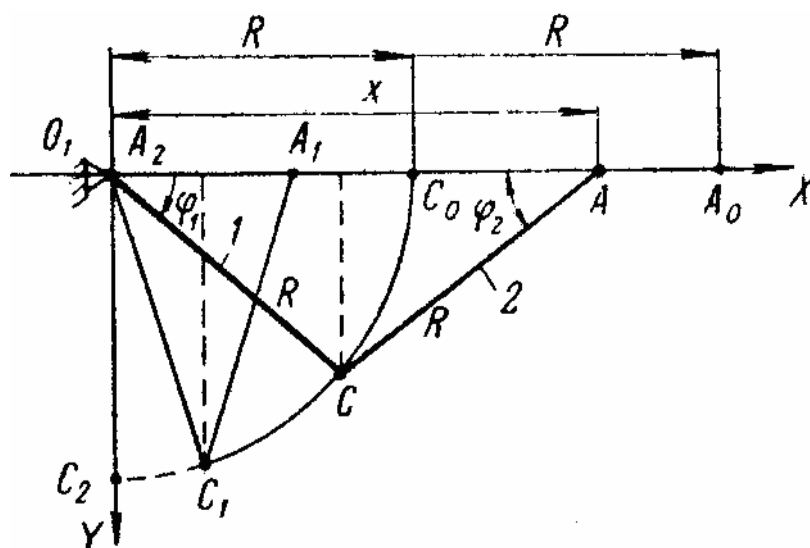
$$\ddot{x} = -2R \cos \varphi_0 = -2R \cos \omega_0 t \quad (18.45)$$

ko'rinishda ifodalash mumkin.

Bu ifodadan birinchi va ikkinchi hosilalar $\sqrt{1}$ nuqtaning tezligi va tezlanishini beradi:

$$V_A = \dot{x}_p = 2R\omega_0 \sin \omega_0 t \quad (18.46)$$

$$w_A = \ddot{x}_p = 2R\omega_0^2 \cos \omega_0 t \quad (18.47)$$



18.18-rasm. ATPR-120 dastgohining pnevmorapira mexanizmi hisob sxemasi.

A nuqtaning tezligi V_A (18.16-rasm) doimo -1 chiziqli bo'ylab joylashadi.

Burchak $\varphi_1 = 90^\circ$ bo'lib, -1 va 1 bo'g'unlar bitta $-1Y$ chizig'ida $O_1C_2A_2$ holatni egallagan holatda rapiraning tezligi maksimal bo'ladi. bundan keyin O_1 nuqtadan chapga o'tganda rapiraning tezligi kamayadi. Rapiralar tutashgan onda ularning tezligi nol qiymatga ega bo'ladi.

Etak -1 va z_2, z_3 g'ildiraklar, unga mahkamlangan dastak CA muvozanatlanmagan tizim hosil qiladi. Uni muvozanatlash esa massalarning O_1 o'qqa nisbatan inertsia momentini oshishiga olib keladi. Bu holat dastgohni yurgizish va to'xtatish jarayonlari dinamikasiga, ayniqsa favqulodda to'xtatishda salbiy ta'osir qiladi. Shuning uchun mexanizmni loyihalaganda yetak va unga o'rnatilgan g'ildiraklar massasining maksimal darajada kamaytirishga harakat qilish lozim.

18.8. Arqoq tashlash tezligi va to'quv dastgohi ish unumdorligining o'zaro bog'lanishi

Yuqorida 18.5-bandda hamda [8] da keltirilgan to'quv dastgohi ish unumdorligini hisoblash usullarining tahlili shuni ko'rsatadiki, vaqt birligidagi unumdorlikni aniqlash uchun turli omillarni asos qilib olish mumkin:

1. Dastgohning taroq bo'yicha taxtlash kengligi va dastgoh bosh valining bir marta aylanish vaqti;
2. To'qilgan matoning uzunligi;
3. To'qilgan matoning yuzasi;
4. Tashlangan har 1000 ta arqoq soni;
5. Mato to'qishga ishlatilgan arqoq uzunligi.

To'quv dastgohi ish unumdorligini hisoblashning ko'rsatilgan omillarga asoslangan usullarining qiyosiy tahlili shuni ko'rsatadiki, unumdorlikni belgilaydigan mustaqil va eng muhim omil sifatida arqoq tashlashning maksimal tezligi $V_{\max}$ va to'quv tsikli davomidagi o'rtacha tezligi V_A ni qabul qilish mumkin.

Ma'lumki, turli to'quv dastgohlarining konstruktiv va texnologik xususiyatlariga ko'ra arqoq tashlash maksimal $V_{\max}$ va o'rtacha V_A tezliklarining nisbatlari turlicha bo'ladi va iqtisodiy jihatdan o'rtacha tezlik V_A ning ahamiyati kattaroq.

Shundan kelib chiqib loyiha va texnologik hisoblarda to'quv dastgohining maksimal aylanish tezligini dastgohlarning maqbul ishchi enini belgilashda o'rtacha arqoq tashlash tezligi V_A asos qilib olinadi.

Yuqoridagi 18.1; 18.2; 18.3; 18.4 va 18.5-jadvallarda turli to'quv dastgohlari uchun arqoq tashlash o'rtacha tezliklari V_A qiymatlari berilgan.

Nazorat savollari

1. Homuzaga arqoq tashlash usullarini odatda qanday turlarga ajratiladi?
2. To'ldiqinsimon homuzada mokilarni harakatlantirishning qanday usullari mavjud?
3. O'rta zarb mexanizmida yuklanishlar qanday joylashadi?
4. Haydagichda yuklamalar qanday taqsimlanadi?
5. Zultser tizimidagi zarb mexanizmi kinematik sxemasi qanday ko'rinishda bo'ladi?
6. Oqimli to'quv dastgohida arqoq tashlashning davrlari qanday kechadi?

XIX BOB. TANDANI BOÖYLAMA HARAKATLANTIRISH MEXANIZMLARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

19.1. Tanda boöshatish va taranglash hamda matoni tortish va oörash jarayonlarining oözaro bogödanishi

Matoni toöqishda tandani uzatish va tayyor matoni tortish jarayonlari orasida muayyan miqdoriy munosabatlar amal qiladi. Demak tanda göätagi (navoy) va mato tortuvchining aylanish tezliklari orasida qatöy belgilangan oözaro bogödanish boöadi.

Bu bogödanish kinematik jihatdan taxtlovdagi tanda va mato vositasida amalga oshadi.

Bunday ustuvor qonuniyatli bogödanishning mavjudligi tanda göätagi, tanda, mato va mato tortuvchi hamda tanda göätagi va mato tortuvchi tayanchlari orasidagi oözgarmas masofani yagona qayishqoq-plastik boögünli mexanizm deb hisoblashga imkon beradi.

Toöquv dastgohlarida mato shakllanishining ajralmas sharti boölgan tandaning taxtlash tarangligini hosil qilish vazifasini tanda taranglash mexanizmlari bajaradi.

19.2. Tanda taranglash mexanizmlarining turlari, vazifalari va ularga boölgan talablar

Tandaning dastgohning ishchi zonasiga tandaning taxtlashga uzatilishi deb ataymiz. Bu tanda göätagidan boöshatib olinayotgan iplarning maölum tarangligi ostida amalga oshiriladi.

Agar tanda iplari tarangliklari hosil qiladigan burovchi moment barcha qarshilik kuchlarning tanda göätagida hosil qilgan momentidan katta boölsa, dastgohni

tanda bilan taöminlovchi mexanizmlar tanda boöshatish mexanizmlari, yoki tanda tormozlari kichik boölganda esa tanda uzatish yoki tanda taranglash mexanizmlari deb ataladi.

Dastgohni tanda bilan taöminlovchi mexanizmlar tanda göätagini aylantirish usuliga qarab passiv va aktiv, avtomatlash darajasiga qarab mexanik va avtomatik boöadi.

Tanda taranglash qurilmalari tuzilishlari va ishlash printsipiga koöra ikki xil boöadi: 1) prujinali yoki yukli; 2) turli tuzilishdagi tormozli.

Tanda boöshatishni passiv rostlash tizimlarida taranglov qurilmalar tanda göätagining turli tormozlaridan iborat boöadi. Tandaning taxtlash tarangligi tanda göätagidan boöshatib olinayotgan tanda iplariga qarshilik kuchlarini bevosita qoöyish bilan amalga oshiriladi. Bu tanda iplariga nisbatan toöquv dastgohida tandaning taxtlov tarangligini hosil qilishning ichki usulidir. Bunda tanda iplari tanda göätagidan passiv boöshatib olinadi, ularning miqdori tayyor matoni mato tortuvchi tomonidan tortib olish kattaligiga va tanda göätagi oldida tandaning tarangligiga bogöliq boöadi.

Tanda boöshatishni aktiv rostlash tizimlarida faqat mato tortuvchi emas, balki tanda göätagi ham majburiy aylantiriladi. Tanda boöshatishni va matoni oörashni majburiy amalga oshirish usulida taxtlovdagi tanda uzunligining oözgarishi imkoniyati mavjud boöadi. Buning oörnini qoplash uchun va iplar tarangligini hosil qilish uchun prujinali yoki yukli taranglash qurilmalari ishlatiladi. Mato tanda iplarida choözuvchi kuchlar ularga skaloning taranglovchi qurilma roligi sifatidagi tashqi taösiri vositasida hosil qilinadi. Shunday qilib tanda boöshatishning aktiv usulida taxtlash tarangligi oöz

mohiyatiga ko'ra tanda iplarining taranglash qurilmasi $\tilde{n}$ harakatli skalo yoki tanda g'öaltagining tashqi ta'ösiriga reaksiyasidan iborat.

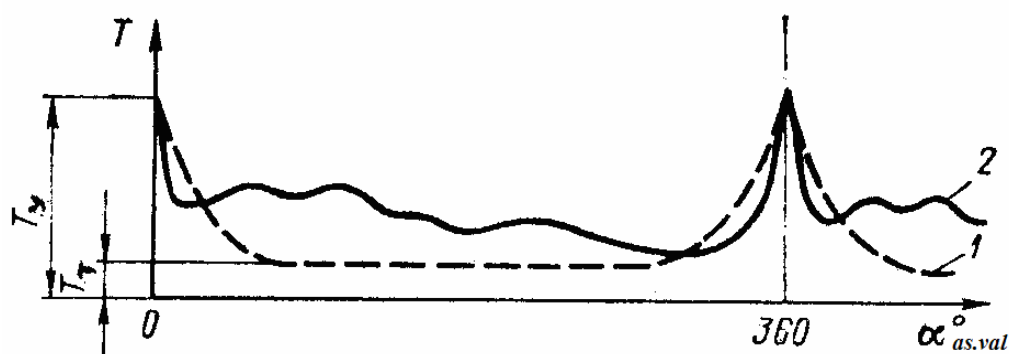
Tanda bo'öshatishning avtomatik mexanizmlari tanda g'öaltagini aylantirishning aktiv va passiv usullarida tandani bo'öshatishni avtomatik rostlash tizimlaridir.

Tanda bo'öshatish avtomatik tizimlari tutashgan va kombinatsiyalashgan bo'dishi mumkin.

Eng umumiy holda avtomatik tizim ob'ekt va rostlagichdan iborat. Tutashgan tizimda rostlagich avtomatik, tutashmagan tizimda $\tilde{n}$ noavtomatik. Tutashmagan tizimda tanda g'öaltagidagi tanda o'örami radiusi qo'özgöatuvchi ta'ösir bo'dadi. Tutashmagan tizimda tanda bo'öshatish o'özgarishining nazorati bo'dmaydi.

Tutashgan avtomatik tizimlar rostlanuvchi kattalikning berilgan qiymatdan chetlanishi yoki tanda bo'öshatishning qanday sababga ko'ra bo'dishidan qat'öy nazar o'özgarishi printsipli bo'öyicha ishlaydilar.

Tanda bo'öshatish va taranglash mexanizmlariga qo'öyiladigan asosiy talablar. 1. Tanda bo'öshatish va taranglash mexanizmi tanda tarangligini 19.1-rasm keltirilgan grafik (chiziqlik 1) ga muvofiq ta'minlashi kerak. Rasmda T_r $\tilde{n}$ tandaning taxtlash tarangligi, T_l $\tilde{n}$ tandaning arqoqni urishdagi tarangligi.



19.1-rasm. Tanda tarangligining o'özgarish grafigi.

Amalda tandaning tarangligi 2 chiziqda ko'rsatilgan qonuniyat bo'yicha o'zgaradi. Undan ko'rinishicha tanda tarangligining taxtlash tarangligiga nisbatan ancha o'zgarishi mavjud bo'ladi.

2. Tanda bo'shatish va taranglash mexanizmi tandani dastgoh bosh valining har bir aylanishida tanda g'oltagi diametri kamayishiga qaramay o'zgarmas kattalikda bo'shatishi kerak.

3. Tandaning tarangligi arqoqni mato qirg'og'iga urishdagi jipslash yo'li kattaligi 2-6 mm oraliqda bo'lishini ta'minlashi kerak. Jipslash yo'li deb tig'orqoqni urganida mato qirg'og'ining dastgoh ko'kragi tomoniga qayishqoq siljishiga aytiladi. Bu talabni bajarish uchun ko'p hollarda urish paytida harakatli skalo tizimini bika mahkamlashga to'g'ri keladi.

4. Yuqori zichlikdagi mato to'qishda ayrim hollarda arqoqni urish paytida tanda tarangligini oshirib turadigan qurilma ko'zda tutilishi kerak.

19.3. Tanda differentsial tormozi

Yukli differentsial tormoz mexanizmi kinematik sxemasi 19.2-rasmda keltirilgan.

Mexanizm tormoz va differentsial mexanizmlardan iborat. Tormoz mexanizmi friksion qoplamali po'dat tasma 5 qamragan shkiv 4 dan iborat. Tormoz shkiv dastgoh tanasida o'tirgan podshipniklarga o'rnatilgan tanda g'oltagi flanetsiga mahkamlangan. Tormoz tasmaining bir uchi dastgoh tanasiga —₃ sharnir bilan, ikkinchi uchi differentsial mexanizmning dastagi 2 ga mahkamlangan. Yoy shaklidagi bu dastak bo'ylab tanda o'rallish diametrini paypaslagichi 1 bilan bika birlashgan tortqi 1' ning uchiga o'rnatilgan g'ildirakcha 3

The diagram shows a mechanism with the following components and parameters:

- Frame (1):** The fixed base, shown as a vertical U-shaped structure.
- Slider (2):** A horizontal bar that can move vertically along the frame's guides.
- Spring (8):** A spring attached to the slider (2) and the frame (1).
- Rotating Disk (4):** A disk with center O_2 and radius r . It has an inner radius d and an outer radius D .
- Point A:** A point on the disk (4) where a force N is applied.
- Point B:** A point on the disk (4) where a force T is applied.
- Point C:** A point on the slider (2) where a force Q is applied.
- Point D:** A point on the disk (4) where a force T_0 is applied.
- Point E:** A point on the disk (4) where a force T_T is applied.
- Point F:** A point on the disk (4) where a force t is applied.
- Point G:** A point on the disk (4) where a force a is applied.
- Point H:** A point on the disk (4) where a force b is applied.
- Point I:** A point on the disk (4) where a force c is applied.
- Point J:** A point on the disk (4) where a force d is applied.
- Point K:** A point on the disk (4) where a force e is applied.
- Point L:** A point on the disk (4) where a force f is applied.
- Point M:** A point on the disk (4) where a force g is applied.
- Point N:** A point on the disk (4) where a force h is applied.
- Point O:** A point on the disk (4) where a force i is applied.
- Point P:** A point on the disk (4) where a force j is applied.
- Point Q:** A point on the disk (4) where a force k is applied.
- Point R:** A point on the disk (4) where a force l is applied.
- Point S:** A point on the disk (4) where a force m is applied.
- Point T:** A point on the disk (4) where a force n is applied.
- Point U:** A point on the disk (4) where a force o is applied.
- Point V:** A point on the disk (4) where a force p is applied.
- Point W:** A point on the disk (4) where a force q is applied.
- Point X:** A point on the disk (4) where a force r is applied.
- Point Y:** A point on the disk (4) where a force s is applied.
- Point Z:** A point on the disk (4) where a force t is applied.

$$\int_{-\infty}^{\infty} = \int_{-\infty}^{\infty}$$

$$T_0 D = (T_T - t) d \quad (19.1)$$

bu yerda D ñ tandaning göaltakdagi diametri;

T_T ñ tormoz friksion tasmasining dastakka mahkamlangan uchining tarangligi;

t ñ friksion tormoz tasmaning dastgoh tanasiga mahkamlangan uchidagi tarangligi;

d ñ tormoz shkivi diametri;

T_0 ñ tanda tarangligining statik tashkil etuvchisi.

T_T taranglik dastaklar yelkalarining nisbatlari boöyicha aniqlanadi (19.2-rasm):

$$T_T = \frac{Qbt}{ac} \quad (19.2)$$

t taranglikni Eyler formulasidan foydalanib aniqlaymiz:

$$t = \frac{T_T}{e^{\mu\alpha}} = \frac{Qbt}{ace^{\mu\alpha}} \quad (19.3)$$

bu yerda μ ñ friksion tormoz tasmaning tormoz shkiviga ishqalanish koeffitsienti;

e ñ natural logarifm asosi;

α ñ tasmaning tormoz shkivini qamrash burchagi.

Tormoz tasma uchlaridagi tarangliklarni (19.1) ga qoöyib Q yukning qancha boölishini aniqlaymiz:

$$Q = \frac{T_0 D ac}{bdf \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right)} \quad (19.4)$$

Tanda tarangligi statik tashkil etuvchisi kattaligini (19.1) dan aniqlash mumkin:

$$T_0 = \frac{Qbdf}{acD} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right) \quad (19.5.)$$

Olingan tenglamadan koörinadiki, tandaning göaltakdagi diametri D va differentsial dastak yelkasi f tenglamaga birinchi darajada kiradilar va tandaning statik tarangligi göaltakdagi butun tandaning sarflanib boöishi davomida doimiy boöib turishining sharti

$$\frac{1}{D} = const$$

Shunday qilib, differentsial dastak yelkasining göltakdagi tanda diametriga nisbati doimiy boʻlishi kerak va tormozni loyihalashda

$$\frac{\sqrt{L_5}}{L_5} = \frac{\sqrt{L_4}}{L_2}$$

nisbatni saqlash kerak.

Tanda göltagini tormozlash momenti oʻzgarishi tanda iplari hosil qilgan momentning oʻzgarishiga mos boʻladi va statik sharoitda tanda tarangligining doimiyliги taʼminlanadi.

19.4. Roper tizimidagi tanda rostlagich va undagi texnologik va kinematik munosabatlar

Zamonaviy toʻquv datgohlarining koʻpchiligida tanda rostlagich mexanizmlari rostlashni tanda tarangligiga bogʻliq holda amalga oshiradilar. Roper va Bartlett rostlagichlarida bundan tashqari skaloning harakati ham tanda tarangligiga bogʻliq boʻladi.

Oʻrtacha zichlikdagi mato toʻqishda ishlatiladigan Roper tizimidagi tanda rostlagich mexanizmlar ikki tizimdan yoki mexanizmdan iborat boʻladi: bajaruvchi va kuzatuvchi.

Bajaruvchi mexanizm tandani dastgohning ishchi sohasiga bosh valning har bir aylanishida tanda göltagini harakatlantirib uzatadi.

Kuzatuvchi mexanizmning vazifasi tandani tanda göltagidan uzatish kattaligini rostlash boʻlib skalo yoki kichik tsikl mexanizmi hamda tanda paypaslagich yoki katta tsikl mexanizmidan iborat. Skalo mexanizmi tanda uzatishni uning tarangligiga qarab rostlaydi. Paypaslagich

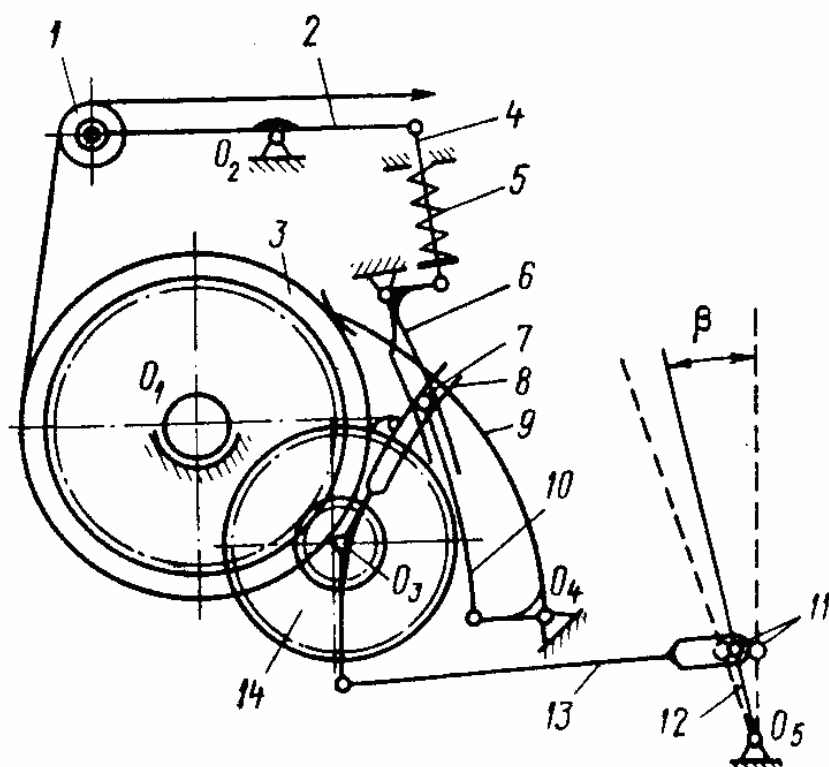
mexanizmi tanda uzatishni tandaning göaltakdagi diametrining kichrayishiga qarab rostlaydi.

Roper tanda rostlagichining kinematik sxemasi 19.3-rasmda ko'rsatilgan.

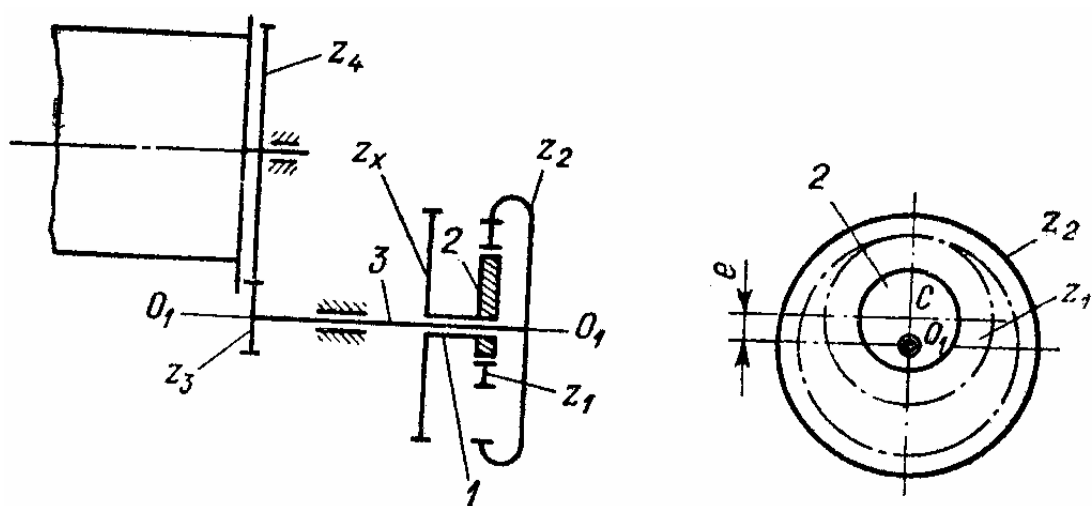
Rostlagich ishlaganda tanda göaltagi 3 ga harakat rasmda ko'rsatilmagan tanda osti tishli göldirak va planetar uzatma va xrapovik 14 dan uzatiladi. Xrapovikni esa unga tilchasi ilashgan pastki kulisa 8 orqali tortqi 13 harakatlantiradi. O'z navbatida tortqi 13 ni uning teshigiga kirib turgan barmoq 11 orqali batanning qanoti 12 harakatlantiradi. Barmoq 11 va tortqi 13 teshigi orasidagi tirqish kattaligi skalo va tandapaypaslagich kuzatish tizimlari tomonidan rostlanadi. Tanda tarangligi oshganda skalo 11 pastga tushadi, prujina 5 bilan tortib turilgan skalo o'rnatilgan dastak 2 soat miliga qarshi aylanib tortqi 4 orqali yuqori kulisa 6 ni buraydi. Kulisa 6 va 8 lar ikkalasining teshigiga kirgan barmoq 7 vositasida harakat pastki kulisa 8 ga berilib uning buralishida tortqi 13 chapga suriladi; bunda tortqi 13 teshigi va barmoq 11 orasidagi tirqish kamayib rostlagichning ishchi harakati burchak β kattalashadi. Natijada tanda göaltagining buralish burchagi kattalashadi.

Göaltakdagi tanda ishlanib uning o'ram diametri kichrayishi bilan paypaslagich 9 soat miliga teskari aylanadi va vertikal tortqi 10 orqali barmoq 7 ni pastga tortadi. Yuqori kulisa 6 ning shakli shunday qilinganki, barmoq 7 pastga surilganda pastki kulisa soat mili bo'yicha buraladi, tortqi 13 chapga suriladi va rostlagichning ishchi harakati burchagi kattalashadi. Rostlagichning bundan keyingi ishlashida pastki kulisa 8 barmoq 7 ning uning aylanish o'qiga tomon siljishi hisobiga kattaroq burchakka siljiydi, bu esa tortqi 13 va

batan qanoti barmogü 11 orasidagi kinematik tirqishni kamaytiradi.



19.3-rasm. Roper tizimidagi tanda rostlagich.



19.4-rasm. Roper rostlagichi tanda göaltagi yuritmasining planetar mexanizmi.

Tanda göltagi yuritmasining planetar mexanizmi 19.4-rasmda keltirilgan. Vtulka 1 ga harakatsiz qilib xrapovik z_1 va ekstsentrik 2 o'ratilgan, unga esa ichki valik 3 da o'tirgan quyosh g'ildirak z_2 bilan ilashgan tishli g'ildirak z_1 erkin o'tqazilgan. Valik 3 ning vtulka 1 ichidan o'tib chiqqan ikkinchi uchiga tanda g'oltagi ostidagi tishli g'ildirak z_3 o'ratilgan, u esa tanda g'oltagi g'ildiragi z_4 bilan ilashgan. Ekstsentrik aylanganda uning geometrik o'qi γ ekstsentritsitet μ ga teng radius bilan aylana chizadi. O'q γ bir vaqtning o'zida z_1 g'ildirakning ham aylanish o'qidir.

G'ildirak z_1 ning o'qi aylanadigan bo'lgani uchun $z_1 - z_2$ uzatma planetar bo'ladi va bunda ekstsentrik yetak vazifasini bajaradi. Bunday differentsial planetar mexanizm kinematikasi uchun asosan Villis formulasi amal qiladi:

$$i = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_n - \omega_0} \quad (19.6)$$

bu yerda i $\tilde{n}$ yetak harakatsiz bo'lganida g'ildiraklar orasidagi uzatish soni;

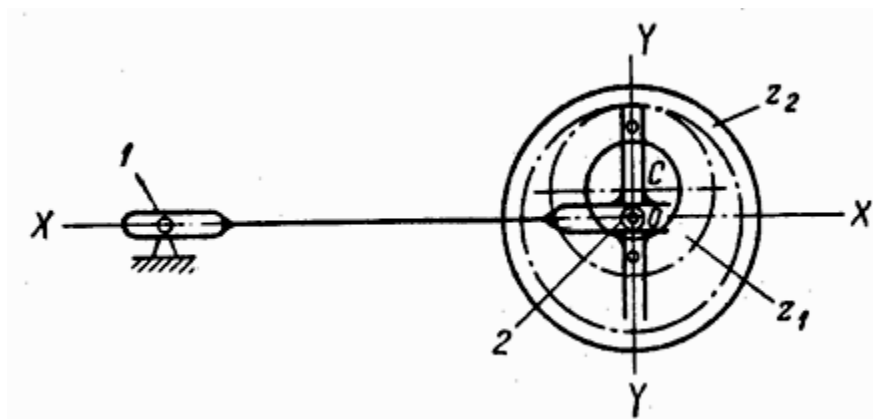
ω_1 $\tilde{n}$ yetakchi z_1 g'ildirakning burchak tezligi;

ω_0 $\tilde{n}$ yetak-xrapovikning burchak tezligi;

ω_n $\tilde{n}$ yetaklanuvchi z_2 g'ildirakning burchak tezligi.

G'ildirak z_1 chorbarmoq bilan birlashgan va burchak tezligi $\omega_1 = 0$ bo'lgan holda ko'chma harakat qiladi.

Chorbarmoqda o'zaro perpendikulyar o'yiqlar bo'lib YY o'qi bo'yicha yo'nalgan o'yiqqa z_1 tishg'ildirak barmog'i, XX o'qi bo'yicha birinchi o'yiqqa vtulka 2, ikkinchi o'yiqqa dastgoh tanasiga mahkamlangan barmoq 1 kiradi (19.5-rasm).



19.5-rasm. Roper rostlagichi yuritmasig chorbarmogü.

Shunday qilib z_1 göldirak xx va yy o'qlar bo'ylab siljishi mumkin. Göldirakning gorizontaal va vertikal yo'nalishlarda maksimal siljish kattaligi ekstsentristsitetning ikkinlangan qiymatiga teng. Mana shu narsa z_1 tishgöldirakning ko'chma harakatida uning barcha nuqtalarining traektoriyalari aylanardan iborat bo'dib ularning radiuslari ekstsentristsitet μ ga teng bo'dishi ta'minlanadi.

Endi

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{-\omega_0}{\omega_2 - \omega_0}$$

ekanligini hisobga olgan holda uzatma bo'g'unlari burchak tezliklarining qiymatini (19.6) ga qo'yib xrapovikdan z_2 göaltakka bo'lgan uzatish nisbatini

$$i_{z_x-z_2} = \frac{\omega_0}{\omega_2} \quad (19.7)$$

ko'rinishda olamiz va undan

$$i_{z_x-z_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (19.8)$$

ifodani hosil qilamiz.

Göldirak z_2 göldirak z_3 bilan bika birlashgan, shuning uchun xrapovikda tana göaltagiga bo'lgan uzatish nisbati

$$i_{z_x-z} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \frac{z_4}{z_3} \quad (19.9)$$

Mana shu munosabatning o'zini bir vaqtning o'zidagina, masalan tirsakli valning bir aylanish vaqtida bo'lgan xrapovik buralish burchagi φ_x ning tanda göaltak buralish burchagi φ_z ga nisbati sifatida ifodalash mumkin:

$$i_{z_x-z} = \frac{\varphi_x}{\varphi_z} \quad (19.10)$$

Xrapovik buralish burchaklarini uning buralishi qismlarining to'la aylanishga nisbati bilan almashtiramiz:

$$\varphi_x = \frac{n_x}{z_x}$$

bu yerda n_x ñ xrapovikning pastki kulisa tilchasi o'tkazadigan tishlari soni;

z_x ñ xrapovik tishlarining umumiy soni.

Matoning arqoq bo'yoicha zichligi P_K va tandaning to'quvda qisqarish koeffitsienti a_0 bo'lganida tirsakli valning bir marta aylanishida L uzunlikdagi tanda berilishi kerak:

$$L = \frac{a_0}{P_K}$$

O'rash aylanasi to'la uzunligini πD deb va tandagöaltak buralishi burchagi kattaligi φ_z to'la aylanishning qismi sifatida olinganda

$$\varphi_z = \frac{L}{\pi D} = \frac{a_0}{\pi D p_y}$$

bo'ladi.

Xrapovikdan tandagöaltakka bo'lgan uzatish soni

$$i_{z_x-z} = \frac{\varphi_x}{\varphi_z} = \frac{n_x \pi D P_K}{z_x a_0} \quad (19.11)$$

Endi (19.9) va (19.11) tenglamalarni tenglashtirsak:

$$n_x = \frac{z_2 z_4 z_x}{(z_2 - z_1) z_3 \pi D P_K} \quad (19.12)$$

bo'lishi kelib chiqadi. Bunda mazkur rostlagich uchun doimiy bo'lgan ko'rsatkichlarni bitta doimiy koeffitsient

$$C = \frac{z_2 z_4 z_x}{\pi(z_2 - z_1)z_3} = const$$

bilan almashtirsak (19.12) ning ko'rinishi

$$n_x = C \frac{a_0}{DP_K}$$

bo'ladi.

Koeffitsient C mazkur rostlagich uchun o'zgarmas qiymat bo'ladi.

Arqoq bo'yicha zichligi o'zgarmas bo'lgan muayyan matoni to'qishda xrapovikning tilcha o'tkazadigan tishlari soni orqali ifodalangan buralish burchagi kattaligi

$$n_x = C_1 \frac{1}{D}$$

bo'ladi va bu yerda $C_1 = C \frac{a_0}{P_K} = const$ to'qilayotgan matoning mazkur turi uchun o'zgarmas ko'rsatkich.

19.5. Bartlett tanda rostlagichi

Bartlett tandarostlagichida rostlash ham, skalonging harakati ham tanda tarangligiga bog'liq bo'ladi. Bartlett tandarostlagichida ham rostlash bajaruvchi mexanizm zanjiridagi kinematik tirqishni o'zgartirish yo'li bilan amalga oshiriladi (19.6-rasm).

Bu esa batan qanoti 7 dan gorizontal tortqi 8, pona 18, kuzatuvchi tizimning ikkielkali dastagi 9, u bilan sharnirli bog'dangan tortqi 11 va tilchalar 15 ning ikkielkali dastagi 15 ga harakat uzatib amalga oshiriladi.

Dastak 15 ning tilchalari xrapovik 16 bilan ilashgan, u esa chervyak 12 va chervyak g'ildiragi 13 orqali tandag'oltak 14 ni harakatlantiradi.

Skalonging kuzatuvchi tizimi skalo 1, skaloosti dastak 2, prujina 4 bilan prujinalangan skaloosti tortqi 3, unda erkin o'rnagan dastak 9 ning ayrisidan iborat.

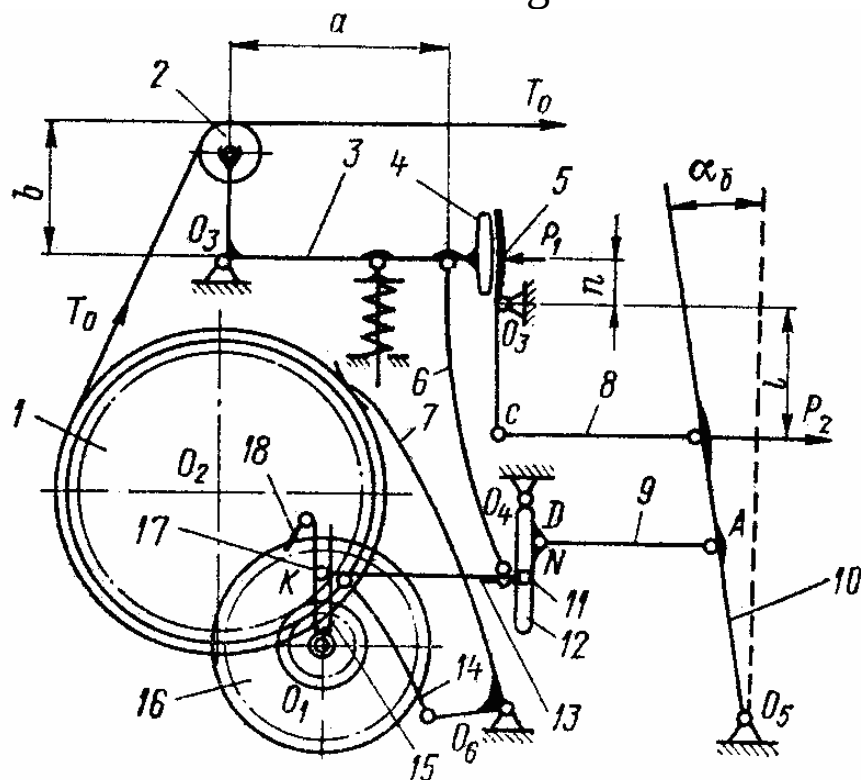


Tandarostlagich bajaruvchi mexanizmlarida kinematik tirqishning mavjud boʻlishi ularning jiddiy kamchiligidir. Chunki tirqish mexanizmni zarbiy ishga tushishi, natijada boʻgʻinlarning erta yeyilishi va oqibat natijada texnologik vazifalarning noaniq bajarilishiga sabab boʻladi.

19.6. Kulisali tandarostlagich, uning kinematik va dinamik tahlili

Bu rostlagichlarda ham rostlash tanda tarangligiga bogʻliq amalga oshiriladi, lekin skaloning harakati mustaqil boʻladi. Bunday rostlagichlar ham yuritma mexanizmi va kuzatish tizimidan iborat boʻladi (19.7-rasm).

Tandarostlagichga harakat batan qanoti 10 dan tortqi 9, barmoq 11, kulisa 12, kulisa 15 da harakatlanadigan barmoq 17 bilan birlashgan gorizonta tortqi 13, tilcha 18 va xrapovik 16 orqali uzatiladi. Xrapovik 16 dan tandagöaltak 1 ga harakat planetar yoki chervyakli uzatma orqali uzatiladi. Yuritmaning kinematik zanjiriga kichik va katta tsikl kuzatish tizimlari kiritilgan.



19.7-rasm. Kulisali tandarostlagich sxemasi.

Tanda tarangligi o'zgarganda skaloosti dastagi 3 ning tortqisi 6 va yuritma tortqisi 13 bilan bog'dangan barmoq

11 siljiydi. Skalo 2 oörnagan skaloosti dastagi prujinalangan. Tanda tarangligi L_0 oshganda tortqi 6 kulisa 12 dagi barmoq 11 ni pastga suradi, natijada barmoqning harakat burchagi, kulisa, tilcha va xrapovikning buralish burchagi kattalashadi.

Katta tsikl kuzatuv tizimi paypaslagich 7, tortqi 14, barmoq 17 va tilcha kulisasi 15 dan iborat. Tanda ishlatilib tanda oöram diametri kichrayganda paypaslagich prujina taösirida soat miliga teskari buralib barmoq 17 ni kulisa 15 ning aylanish oöqi tomonga suradi. Bunda barmoq 17 ning harakat radiusi kichrayib tilchalar kulisasi va xrapovik buralish radiusi kattalashadi.

Kulisali tandarostlagichlar kinematik hisobini barmoq 11 ning kulisa 15 dagi pastki holati uchun tandagöaltakdagi oöram diametrini minimal va dastgohga arqoq boöyicha zichligi eng past mato taxtlangan deb qabul qilgan holda bajarish kerak.

Xrapovikning aylanish burchagi:

$$\alpha_{\#} = \frac{\downarrow_{\triangle}}{-1\triangle}$$

bu yerada: $\downarrow_{\triangle}$ ñ barmoq 17 ning markazi $\triangle$ nuqtaning siljishi.

N nuqtaning siljishi X_N , N va K nuqtalar harakati toögörichizikli deb olinganda K nuqtaning siljishiga teng boöadi:

$$X_K = X_N = \alpha_x O_1 K$$

D nuqta yoöli uzunligi

$$X_D = \frac{O_4 D \alpha_x O_1 K}{O_4 N}$$

Batan qanotining buralish burchagi $\downarrow_L$ qoöyidagicha aniqlanadi:

$$\alpha_L = \frac{x_L}{R}$$

bu yerda x_L ñ batan qanoti barmogöning toöda yoöli;

R ñ batan qanoti radiusi.

Radius O_5A

$$O_5A = \frac{x_D}{\alpha_L} = \frac{O_4DO_1KR}{x_L O_4N} \alpha_x \quad (19.13)$$

tenglamadan aniqlanadi.

Xrapovikning aylanish burchagi

$$\alpha_x = \frac{a_0}{\pi D_x x_K i_{x-T}} \quad (19.14)$$

ko'inishda aniqlanib unda:

a_0 ñ tandaning qisqarish (kirishish) koeffitsienti;

D_x ñ xrapovik 16 ning diametri;

i_{x-T} ñ xrapovik va tandagöaltak orasidagi uzatish soni.

Keyingi (19.14) ni (19.13) ga qoöysak

$$O_5A = \frac{O_4DO_1KR a_0}{\pi D_x x_K O_4K i_{x-T}}$$

O_4D , O_4N va O_1K radiuslari konstruktiv qabul qilamiz.

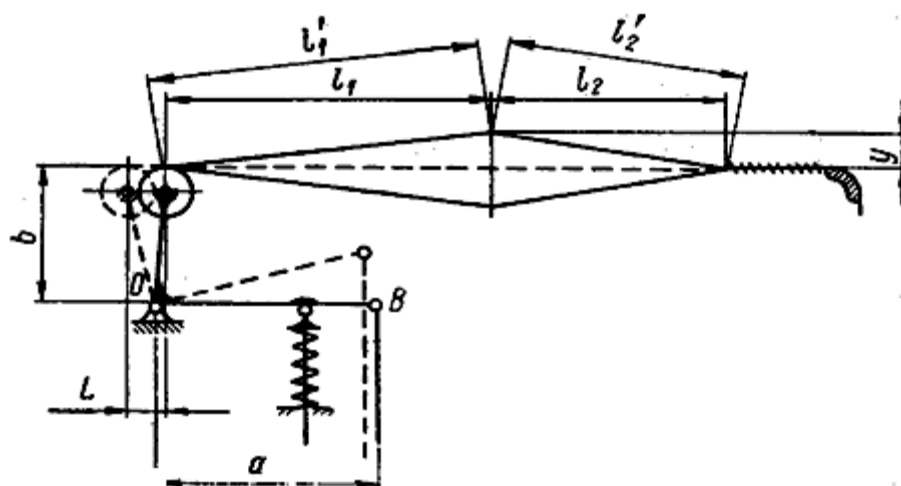
Skalo harakati asosan homuza hosil bo'dishining natijasi ekanligini sababidan skalo 2 ning va barmoq 11 harakat yo'dini hisoblashda skaloning homuza ochilishidagi yo'di bilan chegaralanamiz:

19.8-rasmga ko'ra skalo yo'di:

$$L = (l'_1 + l'_2) - (l_1 + l_2) \quad (19.15)$$

Shodalar yo'dini 2y deb belgilab l'_1 va l'_2 ni rasmdan aniqlab (19.14) ga qoöysak

$$L = \sqrt{l_1^2 + y^2} + \sqrt{l_2^2 + y^2} - (l_1 + l_2)$$



19.8-rasm. Skaloning homuza ochilgandagi harakati sxemasi.

19.7-rasm bo'yicha kulisa 12 o'oyig'aning uzunligi 19.8-rasm bo'yicha L nuqtaning yo'ldan 2-2,5 marta katta bo'lishi kerak. Barmoq 11 ning 19.7-rasmdagi yo'li o'oyiqning uzunligi

$$L_1 = 2 \dots 2,5 \left(L \frac{a}{b} \right)$$

chegarasida bo'lishi kerak.

Arqoqni mato qirg'og'iga mahkam urilishini batan 10 qanoti va ikkielkali dastak 5 ni bog'lovchi tortqi 8 ga ega bo'lgan tormoz qurilmasi 4 ta'minlaydi. Dastakning yelkasiga friksion qoplamali tasma mahkamlangan skaloosti dastagi 3 da esa tormoz kolodkasi 4 o'rnatilgan. Batanning oldingi holatga harakatida dastak 5 ning yuqori yelkasi friksion kolodka 4 ga yetib keladi va arqoq urilishidan oldinoq skalo harakatli tizimini tormozlay boshlaydi hamda arqoq urish vaqtida uni harakatsizlantiradi.

Dastgohdagi boshlang'ich holat batanning eng chetki oldingi holatidan sal oldinroq yuz beradi va arqoqni urish tugallanishida homuza biroz ochilgan bo'ladi. shuning

uchun arqoqni urish oniga tanda tarangligi oshadi va bu matodagi urish yoʻli kattaligining kichrayishini taʼminlaydi. Dastak 5 ning pastki yelkasi qayishqoq qilib yasaladi. Skalo harakatli tizimi tormozi friksion yuzalarini bosilish kuchi urish paytida tanda iplari hosil qiladigan momentga teng boʻlgan ishqalanish momenti hosil qilinishi kerak.

19.7-rasm boʻyicha skaloosti dastagining muvozanat tenglamasi:

$$L_0 b = M_T$$

bu yerda T_0 ñ tandaning urish paytidagi toʻla tarangligi;

M_T ñ tormozning ishqalanish momenti.

$$M_T = P_1 \mu_0 a \quad (19.16)$$

bu yerda P_1 ñ tormoz kolodkasiga normal bosim kuchi;

μ_0 ñ tormoz tasmasi va kolodka orasidagi ishqalanish koeffitsienti.

Batan qanoti tomonidan O_3C dastak orqali tormoz kolodkasiga taʼsir qiladigan P_2 kuch dastakning egilish tenglamasidan qoʻyidagicha topilishi mumkin:

$$P_2 = \frac{3EJf}{l^3} \quad (19.17)$$

bu yerda E ñ qayishqoqlik moduli;

J ñ dastak kesimi inertsia momenti;

f ñ urish onida dastakning C nuqtasidagi egilishi;

l ñ dastak γ_3 ning yelkasi.

Ikkinchi tomondan shu P_2 kuch dastak 5 yelkalarining nisbati orqali ham aniqlanadi:

$$P_2 = \frac{P_1 n}{l} \quad (19.18)$$

P_2 kuchning bu qiymatini (19.17) ga qoʻyib, normal bosim kuchini aniqlaymiz:

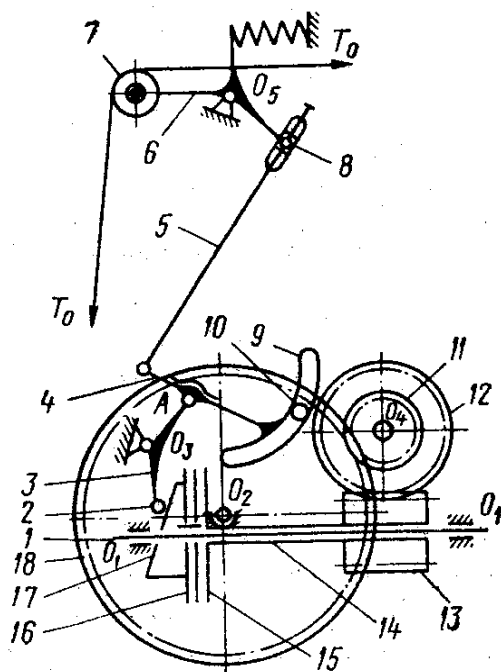
$$P_1 = \frac{3fEJ}{nl^2}$$

normal bosim kuchi P_1 ning topilgan qiymatini (19.16) tenglamaga qo'ysak tormoz dastagi qayishqoq qismi kesimi inertsia momentining talab qilingan kattaligini aniqlaymiz

$$J = \frac{T_0 b n l^2}{3 f E a \mu_0}$$

19.7. Zultser tizimidagi tandarostlagich xususiyatlari

Zultser tizimidagi tandarostlagichda rostlash tanda tarangligi bo'yicha, skalo tizimi harakati esa mustaqil amalga oshiriladi (19.9-rasm).



19.9-rasm. Zultser tizimidagi tandarostlagich sxemasi.

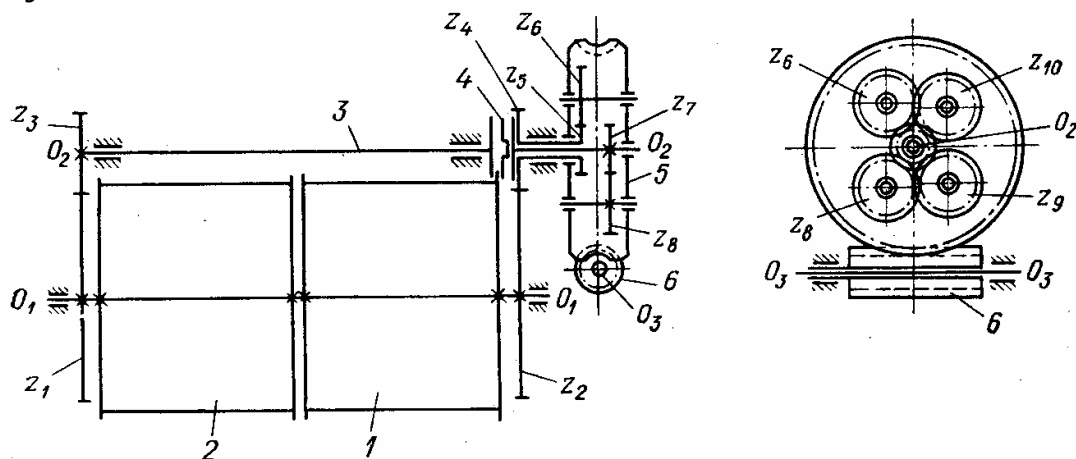
Tandarostlagichni yuritish doimiy tezlik bilan aylanadigan ko'ndalang val 1 dan amalga oshiriladi. Valning uchida shlitsada suriladigan yetakchi yarim mufta 16 joylashgan. Bu muftadan aylanish vtulka 14 da harakatsiz o'tirgan yetaklanuvchi yarimmufta 15 ga beriladi. Vtulka 1 da chervyak g'ildiragi 12 bilan ilashgan chervyak 13 mahkamlab o'rnatilgan. Chervyak g'ildiragi

12 dan harakat muvozanatlovchi mexanizm va tandagöaltakosti tishli göldirak 11 orqali tandagöaltakka uzatiladi. Tanda kichik tsikl kuzatish tizimi muftani tutashtirgan vaqtda boöshatiladi. Tanda tarangligi oshganda skalo 7 pastga siljib tortqi 5 bilan barmoq 8 vositasida birlashgan skaloosti dastagi 6 ni buraydi.

Barmoqning dastak 6 ning oöyigödagi holati tirak boltlar bilan rostlanadi. Tortqi 5 yuqoriga siljiganda u bilan sharnir $\sqrt{}$ ga nisbatan soat mili boöyicha buraladi. Kulisa 9 oöz oöyigöga kirgan harakatsiz barmoq 10 ga nisbatan sirpanadi. Kulisa 9 ning oöyigö dastak 4 ga nisbatan qiyaligi va kulisaning yuqori uchi chayqalish markazi $\sqrt{}$ dan pastki uchiga qaraganda uzoqroq joylashganligi sababli dastak 4 buralganda chapga siljiydi va bunda dastak 4 bilan sharnirli bogödangan va qarshi tomondagi uchida rolik 2 oöratilgan ikkielkali dastak 3 ni soat miliga qarshi buraydi. Bunda rolik 2 yetakchi yarim mufta 17 ning nishabi bilan tegishadi, natijada mufta tutashib tandagöaltak 18 buralib tandani boöshatadi.

Dastgohda ikkita tandagöaltak oöratilganda muvozanatlovchi mexanizmni ishlatiladi (19.10-rasm). Bunda ikkala tandagöaltakda oöralish diametrlari ikki xil boölishi ham mumkin. Oöng 1 va chap 2 tandagöaltaklar bir xil z_1 va z_2 tishli göldiraklarga ega. Val 3 da tishgöldirak z_3 mahkam oöratilgan va uning oöng uchi tishli mufta 4 vositasida tishgöldirak z_7 oöratilgan kalta val bilan birlashgan. Tandagöaltak harakatni havol korpus koörinishida yasalgan chervyak göldiragi 5 bilan ilashgan chervyak 6 bilan birga bir vtulkada oötirgan yarim muftadan oladi. Tishgöldirak z_4 va z_5 lar kalta valda oötirgan. Tishgöldirak z_5 chervyak göldiragi korpusida oöratilgan oöqlarda aylanadigan satellitlar z_6 va z_9 lar chiquvchi val tishgöldiragi z_7 bilan ilashuvda boödgan

boshqa juft satellitlar z_8 va z_{10} bilan ilashadilar. Chervyak güldiragi korpusi aylanganda z_6 , z_8 , z_9 , z_{10} satellitlar o'qlari ko'chma harakat ko'chma harakat qiladilar, shuning uchun bu korpus satellitlar uchun yetak vazifasini bajaradi.



19.10-rasm. Zultser tizimidagi tandarostlagich muvozanatlovchi mexanizmi.

Mazkur muvozanatlovchi mexanizm boshqa-boshqa tandagüldirakdan bo'shatilayotgan tandalar tarangliklarini birxillashtiradigan differentsial sifatida ishlaydi.

19.8. STB dastgohi tanda rostlagichining dinamik tahlili

STB dastgohi tandarostlagichi Zultser tizimidagi tandarostlagich asosida yaratilgan. Bu tandarostlagichning dinamik tahlili tizimning muvozanat holati buzilganda uni tiklash qanday amalga oshirilishini tadqiq qilishdan iborat. Tadqiqotning predmeti η rostlanuvchi parametr, ya'ni tanda tarangligining vaqt bo'yicha o'zgarish jarayoni η $T(t)$ o'tish jarayonidir.

Tandarostlashda muvozanatli rejimning buzilishida qo'yyidagilar kuzatilishi mumkin:

- 1) Tizimning dastlabki holatga qaytishi;

2) Tizimning rostlanuvchi ko'rsatkich $\tilde{n}$ tanda tarangligining boshqa qiymatidagi yangi muvozanat holatiga o'tishi;

3) Dastlabki holatdan uzluksiz uzoqlashish.

Birinchi va ikkinchi holatda tizim muvozanatli, uchinchi holatda $\tilde{n}$ muvozanatsiz. Shuning uchun tahlil qilishda birinchi vazifa rostlash tizimi muvozanatli yoki yo'q ekanligini aniqlashdir.

Dinamik tahlilning ikkinchi vazifasi o'tish jarayonining sifat ko'rsatkichlari $\tilde{n}$ o'tish jarayonining davomiyligi, rostlanuvchi parametr $\tilde{n}$ tanda tarangligining berilgan qiymatidan maksimal chetlanishi, jarayonning tebranishliligi v.h. ni aniqlashdir.

Dinamik tahlilning uchinchi vazifasi tizim tashkil etuvchilarining muvozanatlilik va o'tish jarayonining sifat ko'rsatkichlariga ta'sirini aniqlashdir.

Ko'rsatilgan vazifalarni ham nazariy, ham eksperimental bajarish mumkin.

To'quv dastgohlarida tanda tarangligi notekisligi tandarostlashning notekislik darajasidir va avtomatik rostlash tizimining maksimal statik xatoligi $\delta\%$ sifatida aniqlanadi:

$$\delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_0} 100\%$$

bu yerda $T_{\max}, T_{\min}, T_0$ $\tilde{n}$ tanda tarangligining maksimal, minimal va dastgohning boshlang'ich holatidagi (taxtlov) qiymatlaridir.

Tandarostlagichning normal ishlashida rostlashning maksimal statik xatoligi yo'l qo'yilgandan kichik bo'lishi kerak.

STB dastgohlarida statik xatolik va tandarostlashning sifat ko'rsatkichlari rostlagich friksion muftasining ishlashi, skalodan friksionning roligi o'qiga uzatish soni,

impul's elementning sozlanishi, kulisaning o'rnatilishi, chayqaluvchi skalo mexanizmining sozlanishi kabi omillarga bog'liq bo'ladi.

Ma'lumki, to'quv jarayonida tanda tarangligi doimiy va o'zgaruvchan tashkil etuvchilardan iborat bo'ladi.

O'zgaruvchan tashkil etuvchi dastgoh ishchi organlarining zarur bo'lgan texnologik amallarni bajarishda qilgan harakatlari natijasidir. STB dastgohi to'quv jarayoni davriy bo'lganligi sababli tanda tarangligining o'zgaruvchanligi ham to'quv jarayoni ustuvor bo'lganida davriy qaytariluvchandir. Bunda tanda tarangligining doimiy va o'zgaruvchan tashkil etuvchilari o'zaro bog'langan holatda bo'ladi.

STB dastgohlarida tanda tarangligi prujinalarning qayishqoqligi bilan ta'minlanadi. Shuning uchun prujinalarning qayishqoqlik xarakteristikalariga yuqori talablar qo'yiladi. Tanda tarangligini o'zgartirish prujinalarni skalo mexanizmining shakldor dastaklari chuqurchalarida qayta o'rnatish bilan amalga oshiriladi.

Tandaning taxtlov tarangligi 19.11-rasmga muvofiq quyidagicha aniqlanadi:

$$T_0 = \frac{2C}{r \cos \varphi - r \sin \varphi} \left(1 - \frac{L_0}{L} \right) Ra_1 \cos(\beta - \gamma) - \frac{Gr \cos \varphi}{r \cos \varphi \cdot r \sin \varphi} \quad (19.19)$$

bu yerda T_0 - skalo-lamellar sohasida tanda iplarining taxtlov tarangligi;

T_1, T_2 - tandaning o'quv sohasiga kirish va chiqishdagi tarangligi;

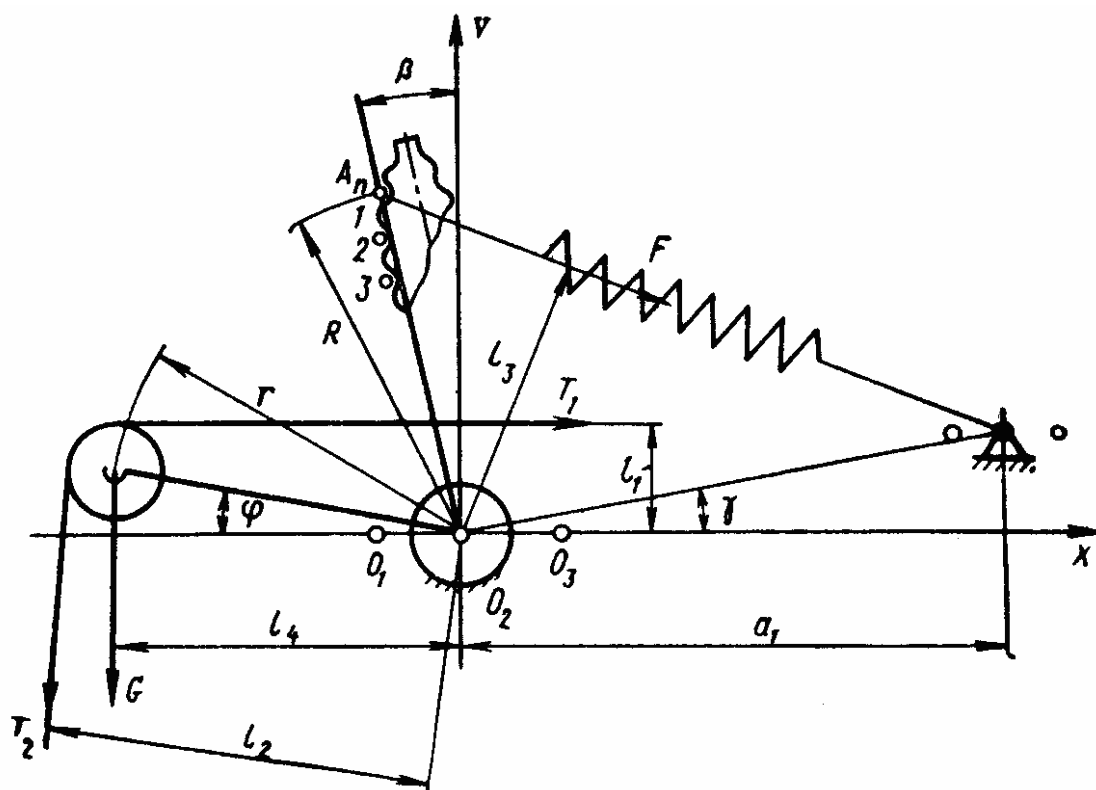
C - skalo prujinalarining bikrlilik koeffitsienti;

G - skalonging og'irlik kuchi;

r - skaloosti dastakning uzunligi;

φ - skaloosti dastagining gorizontga nisbatan qiyalik burchagi;

$d_{\text{ш}}$ ñ skalonging diametri;
 L_c ñ prujinaning deformatsiylanmagandagi uzunligi;
 L ñ prujinaning deformatsiyalangandagi uzunligi;
 R ñ skaloosti dastagi buralish o'qidan prujinani skalo shakldor dastagida mahkamlanish o'qigacha masofa;
 $r_{\text{ш}}$ ñ skaloosti dastagi buralish o'qi bilan prujinaning ikkinchi mahkamlanish o'qigacha masofa;
 β, γ ñ shakldor dastakning vertikalga va skaloosti dastak o'qini prujinani qo'zg'almas mahkamlash o'qi bilan birlashtiruvchi chiziqqa qiyalik burchaklari.



19.11-rasm. STB dastgohida tandaning taxtlov tarangligini hisoblashga doir.

STB dastgohining chayqaluvchi skalo mexanizmi tanda taxtlov tarangligini yetarli darajada aniq o'rnatish va

turli matolar uchun keng diapazonda o'zgartirishga imkon beradi.

Nazorat savollari

1. Tanda taranglash mexanizmlarining qanday turlari mavjud, ularning vazifalari nimalardan iborat va ularga qanday talablar qo`iladi?

2. Tanda tarangligining statik tashkil etuvchisining kattaligini qanday aniqlash mumkin?

3. Roper tizimidagi tanda rostlagichni tushuntirib bering.

4. Tandarostlagich bajaruvchi mexanizmlarida kinematik tirqishning mavjud bo`lishi nimalarga olib keladi?

5. STB dastgohi tandarostlagichi qanday tizimdagi tandarostlagich asosida yaratilgan?

Adabiyotlar

- [illegible]

11.  


[illegible]

13. 

1989.

14. Abduvaxidov M. Ip mexanikasi: OTM talabalari uchun darslik ñ
Toshkent: TTESI. 2010 y.

15. Abduvaxidov M., Axmedxodjaev X.T. To'qimachilik materiallarini o'rash nazariyasi: OTM talabalari uchun darslik ñ Toshkent: TTESI. 2010 y.

16. $\int \frac{1}{x^2} \sqrt{x^2 - 1} \, dx$. - $\int \frac{1}{x^2} \sqrt{x^2 - 1} \, dx$. 1983.

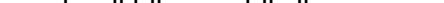
[illegible]

18.   1990.

[illegible]

20. 




 1 - 1994., 574 
 2 - 1995.

21. Parpiev A.P., Usmanqulov A. va boshq. Chigitli paxtani quritish, T., óFan va texnologiyalarô, 2009 y.

22. Paxtani dastlabki ishlash bo'yicha spravochnik (Ma'lumotnoma spravochnik). F.B. Omonovning taxriri ostida. ÑT.: Voris-nashriyot MchJ. 2008.

23. Zikriyoev E. «Paxtani dastlabki qayta ishlash». Toshkent. Mehnat. 2002 yil.

24. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$. // $L: \delta \Sigma$ $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2}$, 2003 й., 384 б.

25. Qayumov A.X., Kabulov M. Mexanika-yig'uv tsexlarini loyihalash. // T.: «Fan va texnologiyalar», 2007 y., 286 б.

26. Qayumov A.X., Texnologik mashinalarni ta'mirlash, T., «Iqtisod-moliya», 2013 y., 582 b.

27. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, 1998 й. 187-193.

28. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \leq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \leq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, 1981, 176 б.

29. "Ixtirolar, foydali modeldar va san'at namunalari to'g'risida"gi O'zbekiston Respublikasi Qonuni. - 1994 yil 6 mayda qabul qilingan, 1997 yil 26 dekabrda va 2001 yillarda o'zgartirilgan.

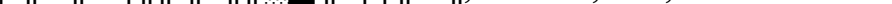
30. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, 2005. й. 535.

31. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \leq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \leq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, 1963 й., 4, 140-144.

32. $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, $\frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2} \geq \frac{1}{2} \sqrt{a^2 - b^2}$, $\int \frac{1}{\sqrt{a^2 - x^2}} dx = \arcsin \frac{x}{a} + C$, 1961 й., 8, 4-15.

33.  н.в. 
  ≠ . «+  »,
1963 г., ^σ 3,  16-19.

[illegible][illegible]

36.  $\infty \sqrt{\cdot}$.  $\leq$  1966 $\frac{1}{2}$, σ 5, 135-140.

[illegible]

38. Nabiev A. óMateriallar qarshiligi.ô // O`liy o`quv yurt. talaba. uchun darslik. - T.: óYangi asr avlodiô, 2008, -379 b.

[illegible][illegible]

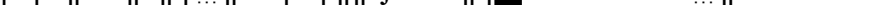
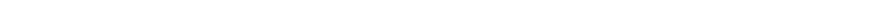
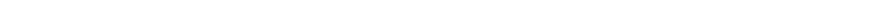
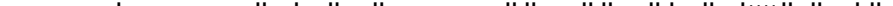
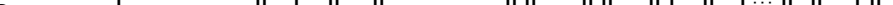
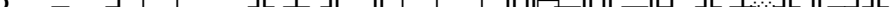
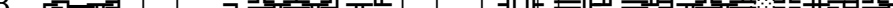
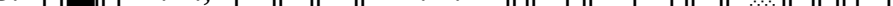
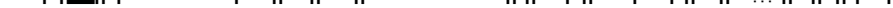
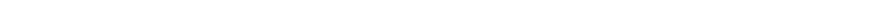
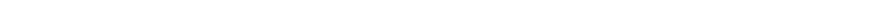
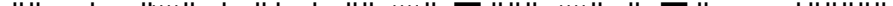
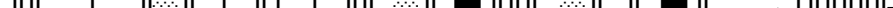
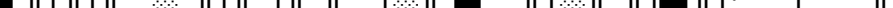
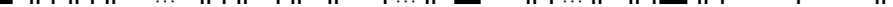
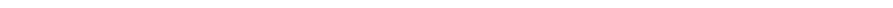
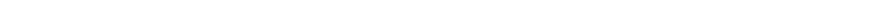
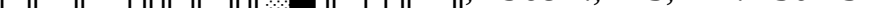
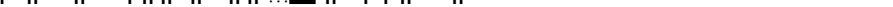
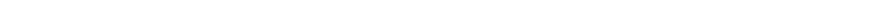
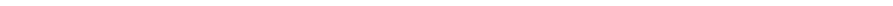
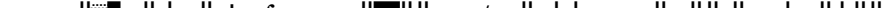
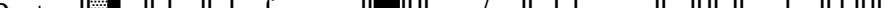
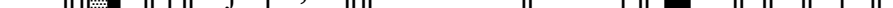
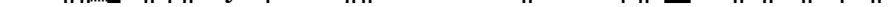
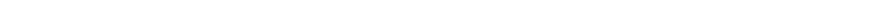
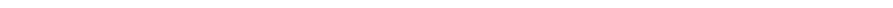
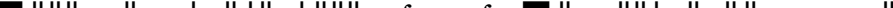
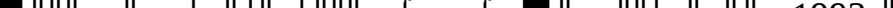
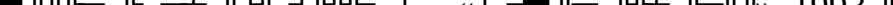
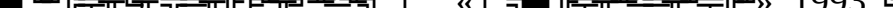
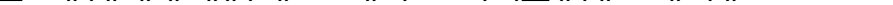
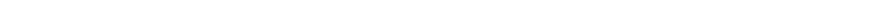
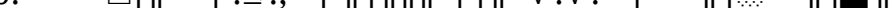
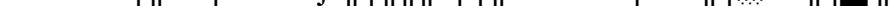
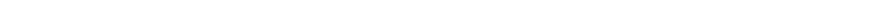
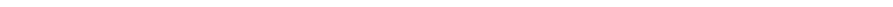
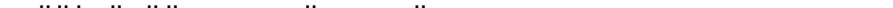
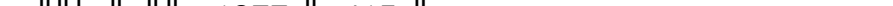
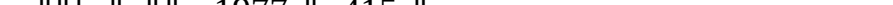
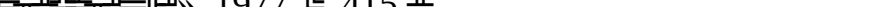
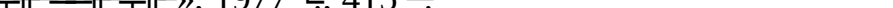
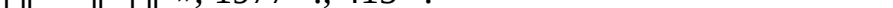
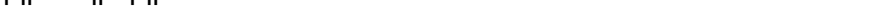
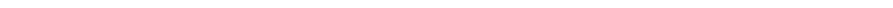
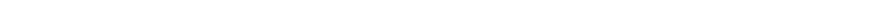
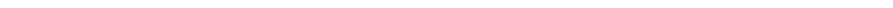
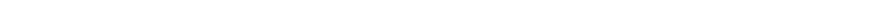
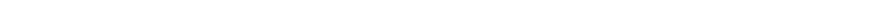
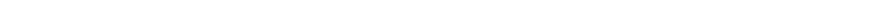
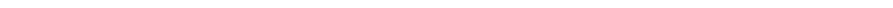
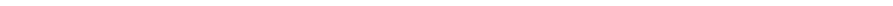
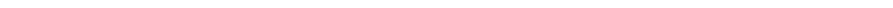
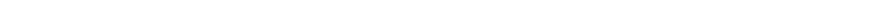
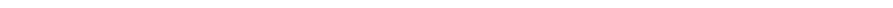
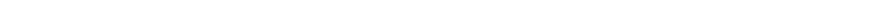
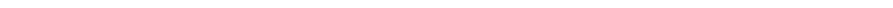
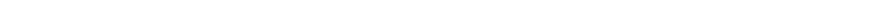
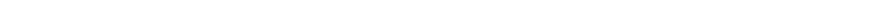
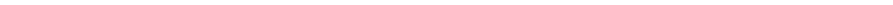
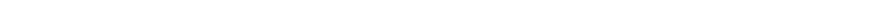
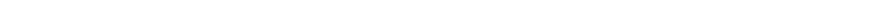
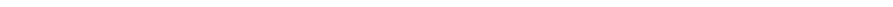
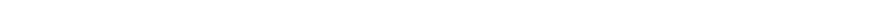
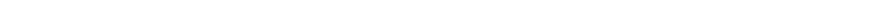
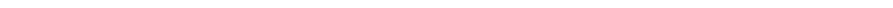
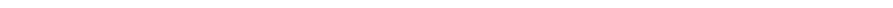
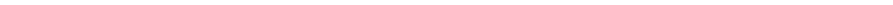
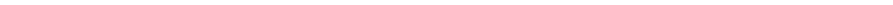
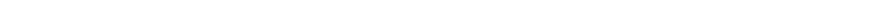
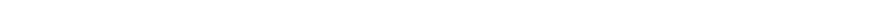
41. $\triangle \vdash \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \vee B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \wedge B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \rightarrow B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \leftrightarrow B} \leq .$
 $\vdash \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \vee B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \wedge B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \rightarrow B} \leq ., \frac{\Gamma \vdash A \quad \Gamma \vdash B}{\Gamma \vdash A \leftrightarrow B} \leq .$
 1965 $\vdash, \sigma 1, \vdash$ 163-174.

[illegible]

43.  43. $\triangle$ $\frac{1}{2}$ $\frac{1}{4}$ $\frac{1}{8}$ $\frac{1}{16}$ $\frac{1}{32}$ $\frac{1}{64}$ $\frac{1}{128}$ $\frac{1}{256}$ $\frac{1}{512}$ $\frac{1}{1024}$ $\frac{1}{2048}$ $\frac{1}{4096}$ $\frac{1}{8192}$ $\frac{1}{16384}$ $\frac{1}{32768}$ $\frac{1}{65536}$ $\frac{1}{131072}$ $\frac{1}{262144}$ $\frac{1}{524288}$ $\frac{1}{1048576}$ $\frac{1}{2097152}$ $\frac{1}{4194304}$ $\frac{1}{8388608}$ $\frac{1}{16777216}$ $\frac{1}{33554432}$ $\frac{1}{67108864}$ $\frac{1}{134217728}$ $\frac{1}{268435456}$ $\frac{1}{536870912}$ $\frac{1}{1073741824}$ $\frac{1}{2147483648}$ $\frac{1}{4294967296}$ $\frac{1}{8589934592}$ $\frac{1}{17179869184}$ $\frac{1}{34359738368}$ $\frac{1}{68719476736}$ $\frac{1}{137438953472}$ $\frac{1}{274877906944}$ $\frac{1}{549755813888}$ $\frac{1}{1099511627776}$ $\frac{1}{2199023255552}$ $\frac{1}{4398046511104}$ $\frac{1}{8796093022208}$ $\frac{1}{17592186044416}$ $\frac{1}{35184372088832}$ $\frac{1}{70368744177664}$ $\frac{1}{140737488355328}$ $\frac{1}{281474976710656}$ $\frac{1}{562949953421312}$ $\frac{1}{1125899906842624}$ $\frac{1}{2251799813685248}$ $\frac{1}{4503599627370496}$ $\frac{1}{9007199254740992}$ $\frac{1}{18014398509481984}$ $\frac{1}{36028797018963968}$ $\frac{1}{72057594037927936}$ $\frac{1}{144115188075855872}$ $\frac{1}{288230376151711744}$ $\frac{1}{576460752303423488}$ $\frac{1}{1152921504606846976}$ $\frac{1}{2305843009213693952}$ $\frac{1}{4611686018427387904}$ $\frac{1}{9223372036854775808}$ $\frac{1}{18446744073709551616}$ $\frac{1}{36893488147419103232}$ $\frac{1}{73786976294838206464}$ $\frac{1}{147573952589676412928}$ $\frac{1}{295147905179352825856}$ $\frac{1}{590295810358705651712}$ $\frac{1}{1180591620717411303424}$ $\frac{1}{2361183241434822606848}$ $\frac{1}{4722366482869645213696}$ $\frac{1}{9444732965739290427392}$ $\frac{1}{18889465931478580854784}$ $\frac{1}{37778931862957161709568}$ $\frac{1}{75557863725914323419136}$ $\frac{1}{151115727451828646838272}$ $\frac{1}{302231454903657293676544}$ $\frac{1}{604462909807314587353088}$ $\frac{1}{1208925819614629174706176}$ $\frac{1}{2417851639229258349412352}$ $\frac{1}{4835703278458516698824704}$ $\frac{1}{9671406556917033397649408}$ $\frac{1}{19342813113834066795298816}$ $\frac{1}{38685626227668133590597632}$ $\frac{1}{77371252455336267181195264}$ $\frac{1}{154742504910672534362390528}$ $\frac{1}{309485009821345068724781056}$ $\frac{1}{618970019642690137449562112}$ $\frac{1}{1237940039285380274899124224}$ $\frac{1}{2475880078570760549798248448}$ $\frac{1}{4951760157141521099596496896}$ $\frac{1}{9903520314283042199192993792}$ $\frac{1}{19807040628566084398385987584}$ $\frac{1}{39614081257132168796771975168}$ $\frac{1}{79228162514264337593543950336}$ $\frac{1}{158456325028528675187087900672}$ $\frac{1}{316912650057057350374175801344}$ $\frac{1}{633825300114114700748351602688}$ $\frac{1}{1267650600228229401496703205376}$ $\frac{1}{2535301200456458802993406410752}$ $\frac{1}{5070602400912917605986812821504}$ $\frac{1}{10141204801825835211973625643008}$ $\frac{1}{20282409603651670423947251286016}$ $\frac{1}{40564819207303340847894502572032}$ $\frac{1}{81129638414606681695789005144064}$ $\frac{1}{162259276829213363391578010288128}$ $\frac{1}{324518553658426726783156020576256}$ $\frac{1}{649037107316853453566312041152512}$ $\frac{1}{1298074214633706907132624082305024}$ $\frac{1}{2596148429267413814265248164610048}$ $\frac{1}{5192296858534827628530496329220096}$ $\frac{1}{10384593717069655257060992658440192}$ $\frac{1}{20769187434139310514121985316880384}$ $\frac{1}{41538374868278621028243970633760768}$ $\frac{1}{83076749736557242056487941267521536}$ $\frac{1}{166153499473114484112975882535043072}$ $\frac{1}{332306998946228968225951765070086144}$ $\frac{1}{664613997892457936451903530140172288}$ $\frac{1}{1329227995784915872903807060280344576}$ $\frac{1}{2658455991569831745807614120560689152}$ $\frac{1}{5316911983139663491615228241121378304}$ $\frac{1}{10633823966279326983230456482242756608}$ $\frac{1}{21267647932558653966460912964485513216}$ $\frac{1}{42535295865117307932921825928971026432}$ $\frac{1}{85070591730234615865843651857942052864}$ $\frac{1}{170141183460469231731687303715884105728}$ $\frac{1}{340282366920938463463374607431768211456}$ $\frac{1}{680564733841876926926749214863536422912}$ $\frac{1}{1361129467683753853853498429727072845824}$ $\frac{1}{2722258935367507707706996859454145691648}$ $\frac{1}{5444517870735015415413993718908291383296}$ $\frac{1}{10$

[illegible][illegible]

46.

47.                                                                                            

48.  $\leq$ , 1968 $\frac{1}{2}$, σ 3,  150-154

[illegible]

50.  $\leq$,  $\sqrt{\cdot}\sqrt{\cdot}$ +   $\cdot$ $\cdot$
«», 1977 $\mathbb{L}$, 415 $\mathbb{L}$

**M.M. Shukurov, M. Abduvoxidov, A.√.Obidov,
A.Q.Usmanqulov, S.S. Xadjayev, A.X. Qayumov**

TARMOQ MASHINALARINI HISOBLASH VA LOYIHALASH

DARSLIK

Muharrir **A.Qayumov**
Kompyuterda
sahifalovchi **O.Mamatqulov**

Nashr.lits. AI♂ 174. Bosishga ruxsat berildi 02.02.2015
Qogʻoz bichimi 60x84 1/16. Hisob nashr tabogʻi 20,25.
Adati 100 dona. 105-buyurtma

óNAMANGANô nashriyoti. Namangan shahri,
Navoiy koʻcha, 36 uy

