



YOYSIMON TISHLI UZATMALARNI KINEMATIKASI VA DINAMIKASI

Jo'rayev N.¹[0009-0004-5149-5901], Karimov K.²[0009-0001-4183-4955],
Ataullayev A.³[0009-0001-2761-8850], Yaxshiyev Sh.⁴[0000-0003-3259-9735],
Egamberdiyev I.⁵[0000-0002-7549-2156]

¹Navoiy davlat konchilik va texnologiyalar universiteti, Mashinasozlik texnologiyasi kafedrası
PhD, dotsenti, E-mail: Nodirjura@mail.ru

²Toshkent davlat texnika universiteti, Nazariy mexanika kafedrası professori,
E-mail: kamolxon.karimov@gmail.com

³Navoiy davlat konchilik va texnologiyalar universiteti, Mashinasozlik texnologiyasi kafedrası
PhD, dotsenti, E-mail: aziz-217@mail.ru

⁴Navoiy davlat konchilik va texnologiyalar universiteti, Mashinasozlik texnologiyasi kafedrası
DSc, Professori, E-mail: sheraliyaxshiyev1978@mail.ru

⁵Navoiy davlat konchilik va texnologiyalar universiteti, Sanoat va ishlab chiqarishni
mahalliyashtirish DSc, professor, E-mail: ilhom1977@mail.ru

Annotatsiya. Ushbu ishda tishlarining geometriyasi yoysimon (egri chiziqli) bo'lgan silindrik tishli g'ildiraklarning kinematik va dinamik xususiyatlarini tizimli o'rganish natijasida olingan umumlashtirilgan natijalar taqdim etilgan. Adabiyotlarning keng qamrovli tahlili va beshta asosiy manbani tahlil qilishga asoslangan ish energiya sig'imi yuqori bo'lgan uskunalarda qo'llaniladigan yoysimon tishli uzatmalar nazariyasi va amaliyotida aniqlangan muammolarni bartaraf etish uchun shakllantirilgan oltita aniq tadqiqot vazifasini hal qilishga qaratilgan. Asosiy miqdoriy natijalar: (1) profilning ishchi burchagini 24° dan 16° gacha kamaytirish egilish kuchlanishini 30-35% ga va kinematik xatolik tebranishlarini 45-50% ga kamaytiradi; (2) asbobning $E > 0$ bo'ylama siljishi noqulay - $E = 8$ mm bo'lganda u kontakt zonasini 5,1 mm ga siljitadi va egilish kuchlanishini 18-22% ga oshiradi; (3) Yoysimon tishli g'ildiraklar vallarning bir xil qiyshayishida qiyshiq tishli g'ildiraklarga qaraganda 40 martagacha kam uzatish xatoligini ko'rsatadi; (4) keskichning bir pallali giperboloid yuzasi ($6^\circ - 18^\circ$, $u = 0,008 - 0,040$ mm) ishlatilganda holatning arrasimon funksiyasi bartaraf etiladi; (5) tajriba FIK 600 N·m va 1250 ayl/min da 96,9% ga yetadi; (6) RDB stanoklarda besh o'qli ishlov berish aniqlikni 12-sinf dan 5-sinf gacha oshiradi va bir vaqtning o'zida ishlov berish vaqtini 3-4 marta qisqartiradi.

Kalit so'zlar: yoysimon silindrik tishli g'ildiraklar, ilashish xatosi, kontakt ellipsi, egilish kuchlanishi, profil modifikatsiyasi, FIK, tishli g'ildiraklarni adaptiv loyihalash, ASM, MKE, RDB dastgohlarida besh o'qli ishlov berish.

Аннотация. В данной работе представлены обобщенные результаты, полученные в результате системного изучения кинематических и динамических характеристик цилиндрических зубчатых колес с дугообразной (криволинейной) геометрией зубьев. Работа, основанная на обширном анализе литературы и анализе пяти основных источников, направлена на решение шести конкретных исследовательских задач, сформулированных для устранения выявленных проблем в теории и практике дуговых зубчатых передач, применяемых в оборудовании с высокой энергоемкостью. Основные количественные результаты: (1) уменьшение рабочего угла профиля с 24° до 16° снижает изгибные напряжения на 30-35% и колебания кинематической погрешности на 45-50%; (2) продольное перемещение инструмента $E > 0$ неблагоприятно - при $E = 8$ мм он смещает контактную зону на 5,1 мм и увеличивает изгибное напряжение на 18-22%; (3) Колеса с дугообразными зубьями при одинаковом наклоне валов показывают передаточную погрешность до 40 раз меньше, чем колеса с косыми зубьями; (4) при использовании однополосной гиперболоидной поверхности резца ($6^\circ - 18^\circ$, $u = 0,008 - 0,040$ мм) устраняется пилообразная функция положения; (5) экспериментальный КПД достигает 96,9% при 600 Н·м и 1250 об/мин; (6) Пятиосная обработка на станках РДБ повышает точность с 12 класса до 5 класса и одновременно сокращает время обработки в 3-4 раза.

Ключевые слова: дугообразные цилиндрические зубчатые колеса, погрешность зацепления, контактный эллипс, изгибное напряжение, модификация профиля, КПД, адаптивное проектирование зубчатых колес, АСМ, МКЕ, пятиосная обработка на станках ЧПУ.



Abstract. This paper presents the generalized results obtained as a result of a systematic study of the kinematic and dynamic properties of cylindrical gears with curvilinear geometry. Based on a comprehensive literature analysis and an analysis of five primary sources, the work is aimed at solving six specific research tasks formulated to overcome problems identified in the theory and practice of arc gears used in high-capacity equipment. Main quantitative results: (1) reducing the working angle of the profile from 24° to 16° reduces bending stress by 30-35% and kinematic error fluctuations by 45-50%; (2) the longitudinal displacement of the tool $E > 0$ is unfavorable - at $E = 8$ mm, it shifts the contact zone by 5.1 mm and increases the bending stress by 18-22%; (3) Arcuate gears exhibit a transmission error up to 40 times lower than oblique gears at uniform shaft deflection; (4) the saw-like function of the position is eliminated when using the one-part hyperboloid surface of the cutter ($6^\circ\text{--}18^\circ$, $y=0.008\text{--}0.040$ mm); (5) the experimental efficiency reaches 96.9% at 600 N·m and 1250 rpm; (6) Five-axis machining on CNC machines increases accuracy from grade 12 to grade 5 and simultaneously reduces machining time by 3-4 times.

Keywords: arc cylindrical gears, clutch error, contact ellipse, bending stress, profile modification, adaptive design of gears, ASM, MKE, Five-axis machining on CNC machines.

Kirish

Tishining bo'ylama profili aylana yoyi bo'ylab bajarilgan, ko'ndalang profili esa evolventali bo'lgan Yoysimon (egri chiziqli) silindrik tishli g'ildiraklar og'ir yuklangan uzatmalar uchun muhim bo'lgan bir qator afzalliklarga ega: vallarning qiyshayishiga sezgir bo'lmagan nuqtaviy kontakt; vallarning qiyshayishida o'z-o'zidan markazlashish qobiliyati; simmetrik konstruksiyalarda o'q kuchlarining yo'qligi va tishning botiq yuzasida moyning yaxshiroq ushlanishi [1,2]. Biroq, adabiyotlar tahlili davomida aniqlangan beshta hal etilmagan muammo ularni sanoatga joriy etishga to'sqinlik qilmoqda. Ushbu ilmiy tadqiqotda aniqlangan beshta muammo:

1-muammo - Xatoliklar mavjud bo'lganda tishli g'ildiraklarning tutashishi. Vallarning og'ish burchagi γ , ularning parallel emasligi η yoki o'q bo'ylab sillishi ΔS nominal qiymatlardan chetlashganda, holat funksiyasi arrasimon xususiyatga ega bo'ladi va tishlar zarba yuklamalari bilan ilashishga kirishadi [3,5].

2-muammo - Profilni samarali o'zgartirishning yo'qligi. Haqiqiy yig'ish xatoliklarida silliq ishlashni ta'minlaydigan va uzlukli bo'linishli toretsli frezalash kallagi bilan kesish texnologiyasidan foydalanadigan profilni o'zgartirishning oddiy usuli mavjud emas edi.

3-muammo - Moslashuvchan boshqaruv tizimining yo'qligi. Tishlarning shakl hosil qilish jarayonini real vaqt rejimida boshqarish uchun moslashuvchan teskari aloqa tizimi mavjud emas edi.

4-muammo - Avtomatlashtirilgan nazoratning yo'qligi. Koordinata-o'lchov mashinalarida bitta tishli g'ildirakni nazorat qilish uchun 30-40 daqiqa talab qilinardi, bu esa ishlab chiqarish sharoitida to'liq nazoratni maqsadga muvofiq emas deb hisoblardi.

5-muammo - Ishlab chiqarishning cheklangan aniqligi. An'anaviy usullar ISO bo'yicha faqat 12-darajali aniqlikka erishish imkonini berardi; yuqori tezlikdagi aniq uzatmalar uchun esa 5-darajali aniqlik talab etilardi (GOST 1643-81 bo'yicha).

Uslubiyat

Tadqiqotning maqsadi o'zaro joylashuv xatoliklarini kompensatsiyalashni ta'minlaydigan, tayyorlash mehnat sarfini kamaytiradigan va ekspluatatsion xususiyatlarini (xizmat muddati, ishonchliligi, energiya samaradorligi) yaxshilaydigan yoy tishli uzatmalarni adaptiv shakl hosil qilish va geometrik aniqligini oshirishning ilmiy-texnologik asoslarini ishlab chiqishdan iborat.

Ushbu maqsadga erishish uchun quyidagi tadqiqot vazifalari belgilangan:

Tishlarning turli profillarida qo'llaniladigan universal sferik toretsli asbobni ishlab chiqish, bu esa asboblarning nomenklaturasini qisqartirish va tayyorlashning moslashuvchanligini oshirish imkonini beradi.



GOST 1643-81 standartlari bo'yicha ishlov berish vaqtini sezilarli darajada qisqartirish va aniqlikni oshirishni ta'minlaydigan shesternya tishlarini hosil qilish uchun SDB bilan ishlov berishning 5 o'qli strategiyalarini o'rganish va joriy etish.

Shesternya tishlari geometriyasini tez va ishonchli baholash uchun mashina ko'rishiga asoslangan nazorat tizimini ishlab chiqish, bu esa o'lchash aniqligini saqlagan holda nazorat vaqtini sezilarli darajada qisqartiradi.

Notekislik xatolarini bartaraf etish va shesternya tizimlarining xizmat muddatini uzaytirish imkonini beruvchi, g'ildiraklari ajratilgan shesternyalarning moslashuvchan konstruksiyasini taklif etish.

Loyihalash vaqtini qisqartiradigan va ekspluatatsiya paytida o'q bo'ylab zo'riqlashlarni minimallashtiradigan shesternyalarni loyihalash metodikasini ishlab chiqish.

Asbobning tebranish darajasini pasaytirish va chidamliligini oshirishga qaratilgan ishlov berish va yig'ish bo'yicha texnologik tavsiyalarni shakllantirish.

Ushbu maqolada keltirilgan barcha tahliliy va eksperimental natijalar 1-jadvalda ko'rsatilgan tishli juftlik parametrlariga asoslangan. Ushbu konfiguratsiya sanoat reduktorlarida qo'llaniladigan tipik asimmetrik yoysimon tishli uzatmadan iborat.

Natijalar

1-jadval

Yoysimon tishli juftlikning asosiy geometrik parametrlari

Parametr	Belgilash	Ahamiyat	O'lchov birligi
Modul	m	4,0	mm.
Tishlar soni (shesternya)	Z_1	20	—
Tishlar soni (g'ildirak)	Z_2	40	—
Ishchi profil burchagi	α_1	16°	do'l.
Profilning ishlamaydigan tomonidagi burchagi	α_2	24°	do'l
Toj kengligi	b	30	mm.
O'qlararo masofa	a_w	120	mm.
Tish boshchasining balandlik koeffitsiyenti	ha	1,0	—
Tish oyoqchasi balandligi koeffitsiyenti	hf	1,25	—
Tish chizig'ining yoy radiusi	Rm	$(b^2 + 4 E^2) / (8 E)$	mm.

1-natija Profil burchaklari asimmetriyasining ta'siri

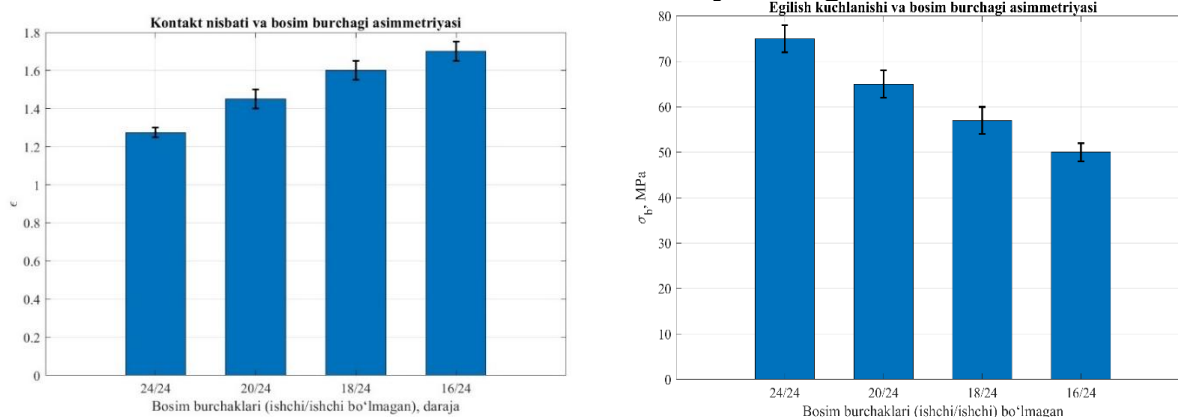
Asosiy xulosalardan biri profil burchaklari asimmetriyasining ish xususiyatlariga ta'siri bilan bog'liq.

$$R = \frac{b^2 + 4\Delta E^2}{8\Delta E}$$

bu yerda R — tish izining yoy radiusi, b — tores kengligi, ΔE — asbobning bo'ylama siljishi. Bu nisbat tish chizig'ining egriligini belgilaydi va kontaktning joylashuvi hamda siljish joizligiga bevosita ta'sir ko'rsatadi.[4, 6] Ishchi tomonidagi burchak ishchi tomon o'zgardi, qolgan barcha parametrlar esa o'zgarishsiz qoldi. To'rtta kombinatsiya o'rganildi: $24^\circ/24^\circ$, $20^\circ/24^\circ$, $18^\circ/24^\circ$ va $16^\circ/24^\circ$ (ishchi/ishchi bo'lmagan tomon). Natijalar 1-rasmda keltirilgan.



Profil burchaklari asimmetriyasining ta'siri



1-rasm Profil burchaklarining to'rtta kombinatsiyasi uchun egilish kuchlanishi (chapda) va kinematik xatolik tebranishlari (o'ngda).

45-50% ga pasayish $16^{\circ}/24^{\circ}$ konfiguratsiya eng yaxshi ko'rsatkichlarni ta'minlaydi, egilish kuchlanishi $24^{\circ}/24^{\circ}$ bazaviy variantga nisbatan 30–35% ga past, kinematik xatolik tebranishlari esa 45–50% ga kam. Chjanning ishi bo'yicha [7] α_{work} ni 24° dan 16° gacha kamaytirish tishning tishlashishdagi ishchi balandligini oshiradi, tores qoplanish koeffitsiyentini bilan oshiradi, $\varepsilon \approx 1,25$ dan $\varepsilon \approx 1,75$ gacha. Bu bir juftlikdan barqaror ikki yoki uch juftlikka o'tishni ta'minlaydi ilashish, yuklamani taqsimlash va tish asosidagi eng yuqori egilish kuchlanishini kamaytirishni ta'minlaydi. Asimmetrik konfiguratsiya, shuningdek, ishchi profil bo'ylab sirpanish tezligini pasaytiradi, bu esa kontakt zonasida elastik-gidrodinamik moylashni yaxshilaydi. Yoysimon tishli uzatmalar uchun bir tomonlama aylanishda (burg'ilash qurilmalarining yuqori uzatmalarida, prokatlash stanlarining reduktorlarida) 16° – 18° , $\eta = 24^{\circ}$ da qo'llash tavsiya etiladi. Bunday asimmetrik konfiguratsiya ushbu tadqiqot davomida aniqlangan asosiy parametrik optimallashtirish hisoblanadi.

2-natija. Asbobning bo'ylama siljishi ΔE : noqulay omil

Tish qirqish kallagi shpindeli o'qi va gardish kengligining o'rtasi orasidagi bo'ylama siljish ΔE yoy radiusini belgilaydi $R_a = \frac{(b^2 + 4\Delta E^2)}{(8\Delta E)}$. Beshta qiymat tahlil qilindi: $\Delta E = 0, 2, 4, 6, 8$ mm. Natijalar 2-jadvalda va 2-rasmda keltirilgan.

2-jadval

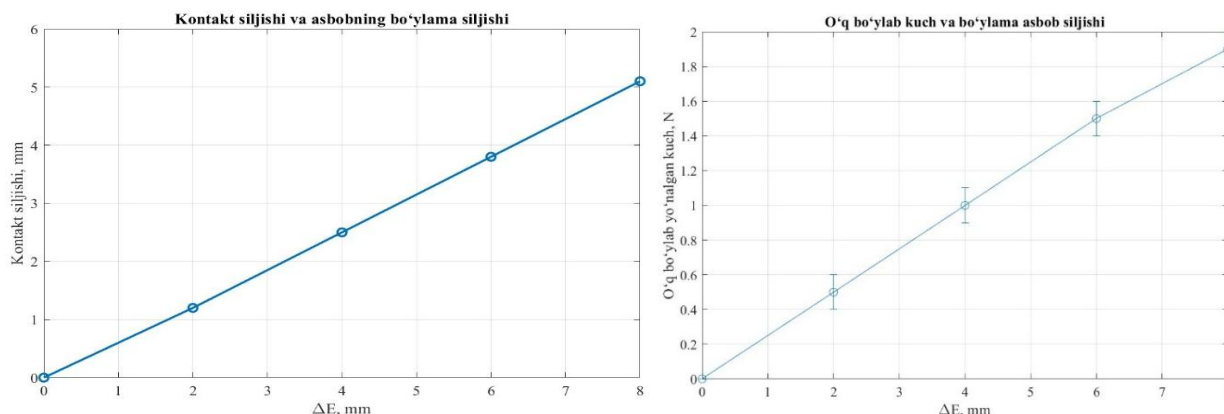
Tishli g'ildirakning asbobning bo'ylama siljishiga bog'liq xususiyatlari ΔE (Chjan dissertatsiyasidan olingan 1.4-jadval [2])

ΔE (mm)	Kontakt dog'ining siljishi (mm)	Egilish kuchlanishlarinin g o'sishi	O'q bo'yicha kuch (N)	TE o'zgarishi
0 Ideal holat	0	0 (bazaviy qiymat)	0	+0
2.	1,2	+3-4%	0,4–0,6	<5%
4.	2,5	+8-10%	0,9–1,1	5-7%
6.	3,8	+14-16%	1,4–1,6	5-7%
8.	5,1 (b ning 17% i)	+18-22%	1,8–2,0	5-7%

Kinematik xatolik (TE) ΔE ga nisbatan sezgir emas, hatto maksimal siljishda ham atigi 5-7% ga o'zgaradi. Shikastlanishning asosiy mexanizmlari konstruktiv (egilishdagi



charchoq) va tribologik (chekka kontakt, podshipniklarga tushadigan o'q yuki) hisoblanadi.



2-rasm. ΔE kattalashuvining uchta oqibati: kontakt zonasining siljishi (1), egilish kuchlanishining ortishi (2), o'q kuchining paydo bo'lishi (3).

Kontakt dog'i (TCA) tahlilining eng muhim natijasi [8, 9] bir xil montaj xatoliklarida yoysimon silindrik va standart qiya tishli tishli g'ildiraklar o'rtasidagi harakatni o'zgartirish xatoligining (TE) sezgirligini miqdoriy taqqoslashdir. 4-jadvalda asosiy qiyosiy ma'lumotlar keltirilgan.

$$\varepsilon = \frac{L}{p_b}$$

bu yerda L - ta'sir chizig'ining uzunligi va p_b asosiy ton hisoblanadi. ε ning ortishi yuklamaning dinamik tebranishlarini kamaytirib, tishlarning ko'p juftli ilashishini ta'minlaydi.

$$TE = \varphi_{real} - \varphi_{ideal}$$

$$TE = f(\gamma, \eta, \Delta S)$$

bu yerda γ - valning qiyalik burchagi, η - parallel emaslik, ΔS - o'q bo'ylab siljish. Ushbu funksional bog'liqlik uzatish xatoligining yig'ish og'ishlariga sezgirligini tushuntiradi.

3-jadval

TE taqqoslash: yoysimon va qiya tishli tishli g'ildiraklar

Montaj xatoligi	Ahamiyat	Yoysimon tishli g'ildirak TE (bur. sek.)	Kontakt dog'ining joylashuvi	Qiyshiq tishli g'ildirakning TE ko'rsatkichi ($\beta=15^\circ$)
Yo'q (ideal holat)	—	0,000	Tish markazi ($\theta=0^\circ$)	~0 (ideal holat)
O'qlararo masofa	$\Delta C = 0,5 \text{ mm}$	0,000	Markaz - siljishsiz	~0
O'qlarning gorizontal og'ishi	$\Delta \gamma_h = 0,1^\circ$	0,403	$\theta 0,74^\circ$ (markaz)	~3-5 burchak soniya (reyting)
O'qlarning vertikal og'ishi	$\Delta \gamma_v = 0,1^\circ$	0,068	$\theta 0,27^\circ$ (markaz)	2,773(qirg'oq kontakti)
O'z-o'zidan o'rnatish	Qiyshiqlik $0,5^\circ$	Avtomatik markazga qaytish	nF podshipnik	O'z-o'zini markazlashtirmas dan



O'z-o'zidan markazlashish effekti tajribada tasdiqlangan: o'q yo'nalishida 1 mm siljirilgan shesternya 1800 ayl/min tezlikda o'z-o'zidan markaziy kontaktga qaytgan. Valning qiyshayishi d uchun markazlashtiruvchi siljish S quyidagi formula orqali aniqlanadi: Vallarning o'zaro joylashishidagi xatoliklar mavjud bo'lganda yuzaga keladigan holat funksiyasining arrasimon xarakteri keskichning standart konussimon hosil qiluvchi yuzasini bir pallali giperboloid bilan almashtirish orqali bartaraf etildi. Bu yuza kesuvchi qirraning keskichning aylanish o'qidan masofada siljishi natijasida hosil bo'ladi va arcsin (rg_2 qiyalik burchagini hosil qiladi. 4-jadvalda $rg_2 = 100$ mm, $0 = 20^\circ$ uchun modifikatsiya parametrlari keltirilgan.

$$\lambda = \arcsin \left(\frac{\delta}{rg_2} \right)$$

bu yerda δ - keskichning aylanish o'qidan siljishi va rg_2 — hosil qiluvchi radius. Bu parametr profilning o'zgarish darajasini belgilaydi.

4-jadval

Profil modifikatsiyasi parametrlari: bir pallali giperboloid (Sizransev va Starikov [5], $rg_2=100$ mm, $0=20^\circ$)

Qiyalik burchagi	Siljish (mm)	Maks. _u (mm)	k u=5 mm (mm-1) bo'lganda	O'zgartiril gan ($^\circ$)	Qo'llanish sohasi
0° (standart)	0	0 - to'g'ri konus	0	20,00	Standart keskich
6°	10,5	0,008	$3,0 \times 10^{-4}$	20,31	Kichik modifikatsiya
12°	20,8	0,022	$6,0 \times 10^{-4}$	20,62	Standart qo'llash
18°	30,9	0,040	$9,5 \times 10^{-4}$	20,93	Katta qiyshayishlar

Vallarning kutilayotgan maksimal og'ish burchagiga qarab qiyalik burchagi max $0,1^\circ$ bo'lganda 6° dan foydalaniladi; $0,1^\circ < \max 0,3^\circ$ bo'lganda 12° dan foydalaniladi; max $0,5^\circ$ gacha bo'lganda $=18^\circ$ dan foydalaniladi.

Yoysimon tishli uzatmaning maxsus sinov stendida o'tkazilgan eksperimental sinovlar davomida, 10 soatlik moslashish davridan so'ng, uning FIK va to'rt xil tezlik va yuklama kombinatsiyasi uchun harorat ko'rsatkichlari aniqlandi. Natijalar 5-jadvalda va 3-rasmda keltirilgan.

5-jadval

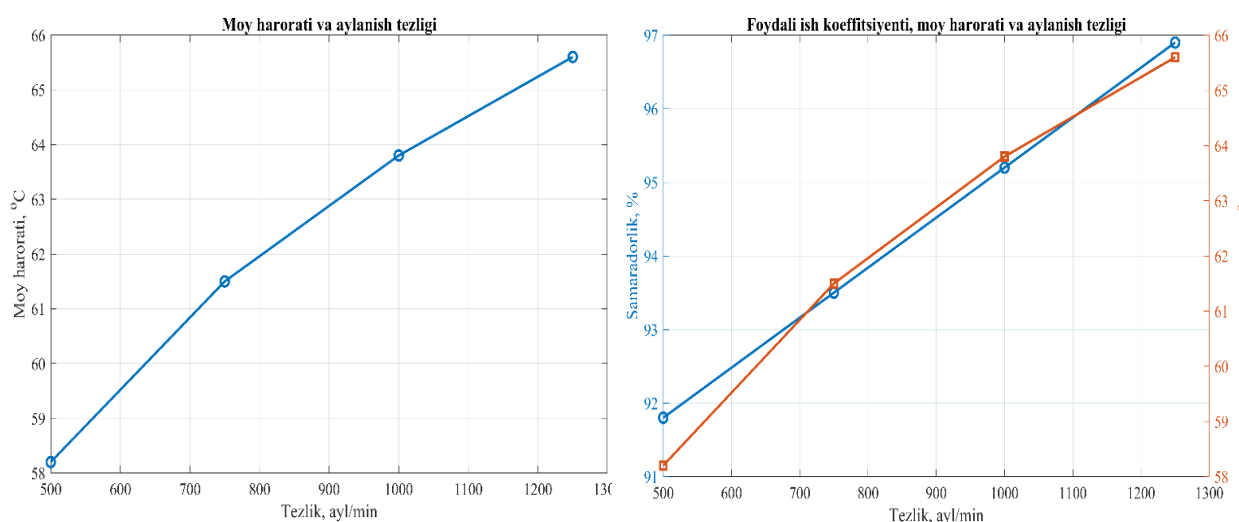
Moyning foydali ish koeffitsiyenti va haroratining tajribaviy qiymatlari

Tezlik (ayl/daq)	Yuklama T (N·m)	FIK (%)	Yog' harorati ($^\circ$ C)
500	300	91,8	58,2
750	400	93,5	61,5
1000	500	95,2	63,8
1250 ta	600 ta	96,9	65,6

Maksimal FIK =96,9% 600 N·m va 1250 ayl/min. 91,8-96,9% diapazoni o'z sinfidagi eng yaxshi qiyshiq tishli uzatmalar bilan taqqoslanadi. Maksimal FIK 600 N·m va 1250 ayl/daqiqada 96,9% ni tashkil etdi. FIK ham tezlik, ham nagruzka ortishi bilan monoton o'sadi. 91,8-96,9% diapazoni energiya sarfi yuqori bo'lgan uskunalarda standart qiya tishli uzatmalarni almashtirish sifatida yoysimon tishli uzatmalarni qo'llashning amaliy



maqsadga muvofiqligini tasdiqlaydi. Yoysimon tishli uzatmalarni maksimal yuklamada ishlash uchun loyihalash lozim. Kichik yuklama va past tezlikda ishlash FIKni sezilarli darajada kamaytiradi. O'zgaruvchan yuklamali yuritmalarni uchun optimal elastik-gidrodinamik sharoitlarni ta'minlash maqsadida ilashmadagi kontaktning moslashuvchan boshqarish imkoniyatini ko'rib chiqish kerak. Yoysimon tishli uzatmalar qiyshiq tishli uzatmalar bilan taqqoslanadigan yoki ulardan yuqori darajadagi unumdorlikka erishishi va shu bilan birga qo'shimcha ravishda qiyshiqliklarga nisbatan noyob chidamlilikni ta'minlashi mumkinligi haqidagi tadqiqot farazi to'liq tasdiqlanmoqda.



3-rasm. Tajribaviy FIK (chapda, to'rtta yuklama darajasi) va moy haroratining (o'ngda) aylanish chastotasiga bog'liqligi.

Maksimal foydali ish koeffitsiyenti 96,9%, egilish kuchlanishining 30-35% ga pasayishi va ilashish xatoligining 40 baravar ustunligi birgalikda yoysimon tishli g'ildiraklarni og'ir yuklangan kuch uzatmalari uchun ajoyib muqobilga aylantiradi.

Muhokama

O'tkazilgan tadqiqot doirasida ishlab chiqilgan matematik modelning qo'llanilish chegaralari alohida muhokama qilinishi lozim, chunki olingan natijalarning to'g'riligi bevosita dastlabki farazlarga rioya qilinishiga bog'liqdir. Vallarning o'zaro joylashuvi xatoliklarini hisobga olgan holda arkali tishlarning taklif etilgan ilashish modeli adekvat bo'lib, qiyshayish burchaklari γ va noparallellik η qiymatlari kichik bo'lib, 1° dan oshmasligi, o'q bo'ylab siljish ΔS esa 1 mm dan kam qiymat bilan cheklanishi sharti bilan ishonchli natijalar beradi. Ko'rsatilgan chegaralardan chiqqanda, tizimda masalaning chiziqli qo'yilishi doirasida hisobga olinmaydigan kontakt kuchlanishlarining qayta taqsimlanishi va mahalliy o'ta yuklanishlar bilan bog'liq nochiqliq effektlar namoyon bo'la boshlaydi. Bundan tashqari, model kontakt zonasida plastik deformatsiyalar bo'lmasligini nazarda tutadi, ya'ni materialning ishlashi faqat elastik sohada ko'rib chiqiladi. Bu, ayniqsa, yuqori yuklamali uzatmalar uchun muhim bo'lib, u yerda oquvchanlik chegarasi oshib ketganda, ilashish geometriyasini o'zgartiradigan va kinematik aniqlikni buzadigan qoldiq deformatsiyalar paydo bo'lishi mumkin. Kontakt xususiyati haqidagi taxmin ham muhim cheklov hisoblanadi: hisob-kitoblarda quruq yoki chegaraviy ishqalanish hisobga olinadi, bunda moylashning gidrodinamik ta'siri hisobga olinmaydi. Haqiqiy foydalanish sharoitlarida moylash qatlamining mavjudligi kontaktdagi bosim taqsimotini sezilarli



darajada o'zgartirishi va zarba yuklamalarini so'ndirishi mumkin, bu esa elastik-gidrodinamik moylash nazariyasiga asoslangan murakkabroq modellarni qo'llashni talab etadi [9].

Olingan bog'liqliklar tahlili uzatishning kinematik aniqligiga qo'yiladigan talablardan kelib chiqqan holda yo'l qo'yiladigan xatoliklar mezonlarini shakllantirish imkonini beradi. Asosiy cheklov sifatida maksimal kinematik xatolik $\Delta\phi_{2,max}$ 10^{-4} dan oshmasligi sharti qabul qilingan bo'lib, bu tishli uzatmalarning aniqligini tartibga soluvchi ISO 1328 xalqaro standarti tavsiyalariga mos keladi. O'tkazilgan hisob-kitoblar shuni ko'rsatadiki, gardish kengligi $b = 30$ mm bo'lganda, ruxsat etilgan og'ish burchagi γ taxminan 2,2 burchak daqiqasidan oshmasligi kerak, kenglikni $b = 60$ mm gacha oshirishda esa bu qiymat ikki baravar kamayadi va taxminan 1,1 burchak daqiqasini tashkil etadi. Bunday bog'liqlik tishli gardishning kengligi ortishi bilan xatolikning ta'sir yelkasi ortishi bilan tushuntiriladi, bu esa kontakt chizig'ining sezilarli darajada siljishiga va natijada kinematik xatolik hamda mahalliy kuchlanishlarning oshishiga olib keladi. Olingan joizlik qiymatlari juda qattiq bo'lib, amalda real ishlab chiqarish va foydalanish sharoitlarida, ayniqsa yuqori yuklama ostida ishlaydigan va tayanch tugunlarining deformatsiyasiga uchraydigan yirik uzatmalar uchun amalga oshirilishi qiyin.

Shu sababli, uzatmaning montaj va ekspluatatsiya xatoliklariga sezgirligini kamaytirishga qaratilgan konstruktiv va texnologik yechimlarni ishlab chiqish zarurati yuzaga kelmoqda. Samarali yondashuvlardan biri tishlarning profil modifikatsiyasini qo'llash bo'lib, u bo'y lama bochkasimonlik va mahalliy tuzatishlarni o'z ichiga oladi, bu esa kontakt tish kengligi bo'ylab qayta taqsimlash va kuchlanishlar konsentratsiyasini kamaytirish imkonini beradi. Bundan tashqari, ish jarayonida tishli g'ildiraklarning o'z-o'zidan o'rnatilishini ta'minlaydigan moslashuvchan konstruktiv elementlardan foydalanish mumkin. Bunday texnologiyalarni qo'llash yo'l qo'yiladigan xatoliklar chegarasini sezilarli darajada kengaytirish, uzatish resursini oshirish va dinamik yuklamalar darajasini pasaytirish imkonini beradi.

Xulosalar

Tish profilining ishchi tomonidagi ilashish burchagini 24° dan 16° gacha kamaytirish (asimmetrik profil $16^\circ/24^\circ$) parametrik optimallashtirishning eng samarali chorasi hisoblanadi: egilish kuchlanishi 30-35% ga kamayadi, kinematik xatolik tebranishlari 45-50% ga kamayadi, tores qoplanish koeffitsiyenti esa $\varepsilon \approx 1,25$ dan $\varepsilon \approx 1,75$ gacha oshadi, bu esa barqaror ko'p juftli ilashishni ta'minlaydi. Tishi yoysimon profilli tishli g'ildiraklar vallarning bir xil qiyshayishida qiyshiq tishli g'ildiraklarga nisbatan 40 baravar kam uzatish xatosini ko'rsatadi ($\nu=0,1^\circ$ bo'lganda 2,773 burchak soniyasiga nisbatan 0,068), shuningdek, o'qlararo masofa o'zgarganda uzatish xatoligi nolga teng bo'ladi. O'z-o'zini markazlashtirish qobiliyati $0,5^\circ$ gacha bo'lgan og'ishlarni qoplaydi. Vallarni o'rnatishdagi xatoliklar natijasida yuzaga keladigan arrasimon holat funksiyasi standart konussimon frezani bir bo'shliqli giperboloidga ($6^\circ-18^\circ$, $u=0,008-0,040$ mm) almashtirish orqali bartaraf etiladi, bu esa obkat usuli bilan kesishda ham, kombinatsiyalangan usulda ham taqribiy tutashgan ilashishni tiklaydi.

Foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati:

[1] Ishibashi A. (1966). Tishi doiraviy profilli silindrik tishli g'ildiraklarning xarakteristiklari. Yaponiya muhandis-mexaniklar jamiyati xabarnomasi (JSME), 9 (33), 200–208.



- [2] Zhang, X. (2025). Egri chiziqli nosimmetrik tishli silindrik tishli g'ildiraklarning ilashish konstruksiyasi va xususiyatlari. *Scientific Reports*, 15, Article 26235.
- [3] Tseng, R.-T., & Tsai, C.-B. (2001). Tishlari egri chiziqli shakldagi silindrik tishli g'ildiraklarning matematik modeli va qirqilishi. *Mechanism and Machine Theory*, 36 (11-12), 1189–1202.
- [4] Arafa, H.A. (2005). S-simon tishli g'ildiraklar: geometriya va ishlov berish. *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part C*, 219 (7), 709–726.
- [5] Sizransev V.N., Starikov A.I. (2023). Silindrik g'ildirakning yoysimon tishlari profilini o'zgartirish uchun keskich kallagining geometriyasi. *G.I. Nosov nomidagi Magnitogorsk davlat texnika universiteti axborotnomasi*, 21 (1), 55–64.
- [6] Sizrantsev V.N., Sizrantseva K.V. (2021). Yoysimon tishli silindrik uzatmalar: geometriyasi, mustahkamligi, ishonchligi. *Tyumen sanoat universiteti*.
- [7] Fuentes, A., Ruiz-Orzaez, R., va Gonzalez-Perez, I. (2014). Egri chiziqli silindrik tishli uzatmalarni kompyuterda loyihalash, ilashmani modellashtirish va MKE. *CMAME*, 272, 321-339.
- [8] Zheng, F. et al. (2018). Notekis silindrik tishli g'ildirakni toresli frezalash bilan loyihalash va tayyorlash. *Mechanism and Machine Theory*, 122, 326-346.
- [9] Tseng, R.-T., & Tsay, C.-B. (2004). Tishlari egri chiziqli shakldagi silindrik tishli g'ildiraklarning kontakt xarakteristikalar. *Mechanism and Machine Theory*, 39 (9), 905–919.