

**NAMANGAN DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJA BERUVCHI**

PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH

NAMANGAN DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI

AKBAROV ABDURAXMON IMINJON O'G'LI

**O'QLARARO MASOFASI O'ZGARUVCHAN ZANJIRLI
UZATMALARDA ZANJIR TARANGLIGINI TA'MINLASH USULINI
TADQIQ ETISH**

**05.02.02 – Mexanizmlar va mashinalar nazariyasi. Mashinashunoslik va mashina
detallari**

**TEXNIKA FANLARI BO'YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD)
DISSERTATSIYASI AVTOREFERATI**

Namangan – 2025

**Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
avtoreferati mundarijasi**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по
техническим наукам**

**Contents of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD) on
technical sciences**

Akbarov Abduraxmon Iminjon o'g'li

О'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmalarda zanjir tarangligini
ta'minlash usullarini tadqiq etish 3

Акбаров Абдурахмон Иминжон угли

Исследование методов обеспечения натяжения цепи в цепных передачах с
переменным межосевым расстоянием 21

Akbarov Abdurakhmon Iminjon ugli

Research of methods for ensuring chain tension in chain drives with variable center
distance 41

E'lon qilingan ishlar ro'uxati

Список опубликованных работ

List of published works 45

**NAMANGAN DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJA BERUVCHI**

PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH

NAMANGAN DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI

AKBAROV ABDURAXMON IMINJON O'G'LI

**O'QLARARO MASOFASI O'ZGARUVCHAN ZANJIRLI
UZATMALARDA ZANJIR TARANGLIGINI TA'MINLASH USULINI
TADQIQ ETISH**

**05.02.02 – Mexanizmlar va mashinalar nazariyasi. Mashinashunoslik va mashina
detallari**

**TEXNIKA FANLARI BO'YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD)
DISSERTATSIYASI AVTOREFERATI**

Namangan – 2025

Falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.3.PhD/T4883 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Doktorlik dissertatsiyasi namangan davlat texnika universiteti bajarilgan
Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengashning veb-sahifasi (www.nammqi.uz) va «ZiyoNet» Axborot ta'lim portalida (www.ziyounet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar: **Turdaliyev Voxidjon Maxsudovich**
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar: **Djurayev Anvar Djurayevich**
texnika fanlari doktori, professor

Mirzaxonov Yunus Umarovich
texnika fanlari nomzodi, dotsent

Yetakchi tashkilot: **Andijon davlat texnika instituti**

Dissertatsiya himoyasi Namangan davlat texnika universiteti huzuridagi PhD.03/30.12.2019.T.90.01 raqamli Ilmiy kengashning 2025 yil « 9 » 12 soat 10⁰⁰ dagi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 160103 Namangan, Islom Karimov ko'chasi, 12-uy. Tel.: (+99869) 234-15-23, faks: (+99869) 234-15-23, e-mail: www.namdtu.uz.)

Dissertatsiya bilan Namangan davlat texnika universiteti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (___ raqami bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 160103 Namangan, Islom Karimov ko'chasi, 12-uy. Tel.: (+99869) 234-15-23, faks: (+99869) 234-15-23, e-mail: www.namdtu.uz.)

Dissertatsiya avtoreferati 2025 yil « 9 » 12 kuni tarqatildi.
(2025 yil « 30 » 10 dagi № 12 raqamli reyestr bayonnomasi).



N.G'.Bayboboyev
Ilmiy daraja beruvchi ilmiy kengash
raisi, t.f.d., professor

V.M.Turdaliyev
Ilmiy daraja beruvchi ilmiy kengash
ilmiy kotibi, t.f.d., professor

A.X.Umurzaqov
Ilmiy daraja beruvchi ilmiy kengash qoshidagi
ilmiy seminar raisi, t.f.d., dotsent

KIRISH (falsafa doktori (PhD dissertatsiyasi annotatsiyasi))

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda ishlab chiqarishning barcha sohalarida energiya va resurstejamkor, yuqori ish sifatiga ega, parametrlari tez sozlanadigan hamda moslashadigan mashina va mexanizmlarning yangi turlarini yaratish hamda ularni ishlab chiqarishga joriy etish yetakchi o‘rinni egallamoqda. «Dunyoda texnologik mashinalarning ishchi organlaridagi ishqalanishni 10-15 foizga kamaytirish orqali katta miqdordagi energiyani tejash imkoniyati mavjudligini hisobga olsak»¹, ish jarayonining o‘zgarishiga tez moslasha oladigan, parametrlari avtomatik sozlanadigan, zanjirdagi tebranishlari so‘no‘vchi zanjirli uzatmalarning konstruksiyalarini ishlab chiqish hamda ularni hisoblash usullarini yaratish muhim vazifalardan hisoblanadi. Shu sababli, ish sifati yuqori, shovqin darajasi past va parametrlari avtomatik sozlanadigan egiluvchan bo‘g‘inli mexanizmlarni texnologik mashinalarning yuritmalarida keng qo‘llashga alohida e‘tibor qaratilmoqda.

Jahonda mashinasozlikning yuqori sur‘atlar bilan rivojlanishi mashinalar ishchi organlari va yuritmalarida qo‘laniladigan uzatish mexanizmlari, jumladan kinematik imkoniyatlari keng hamda ish jarayonlarga moslashadigan zanjirli uzatmalarning konstruksiyalarini yaratish va ularni hisoblashning fundamental asoslarini rivojlantirishga yo‘naltirilgan ilmiy-tadqiqot ishlarini olib borishni taqozo etmoqda. Jumladan, egiluvchan bo‘g‘inli mexanizmlarda ishqalanishni, yeyilishni, shovqin va tebranishni kamaytirish, ishlab chiqarishdagi turli texnologik mashinalari yuritmalarida qo‘llaniladigan, texnologik jarayonga moslashadigan hamda o‘zgaruvchan parametrli mexanizmlarning konstruksiyalarini yaratish, ularning texnologik ish jarayonlarini asoslash va hisoblash usullarini rivojlantirish bo‘yicha maqsadli ilmiy izlanishlarni olib borish dolzarb hisoblanadi. Ushbu yo‘nalishda, texnologik mashinalar ishchi organlari va uzatish mexanizmlarini hisoblashning ilmiy asoslari yaratilmoqda, ilmiy hajmdor, mashinalar yuritmalarida ishlatiladigan parametrlari avtomatik boshqariladigan, parametrlari o‘zgaruvchan zanjirli uzatmalarning loyihalash hamda hisoblash usullarini rivojlantirish bo‘yicha, shuningdek zamonaviy texnika va texnologiyalarni ishlab chiqarishga keng joriy etish orqali sanoatda ishlab chiqariladigan mahsulotlar sifatini yaxshilash va tannarxini kamaytirishga alohida e‘tibor qaratilmoqda.

Respublikamizda mashinasozlikni rivojlantirish, resurs va energiyatejamkorlikni ta‘minlash uchun mashina va mexanizmlarning yangi avlodlarini yaratish bo‘yicha keng ko‘lamda ilmiy tadqiqotlarni olib borishga hususan, sanoat uchun yuqori samarali va resurstejamkor mashinalar ishlab chiqish bo‘yicha qator chora-tadbirlar amalga oshirilmoqda. 2022-2026 yillarga mo‘ljallangan Yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan «milliy iqtisodiyot barqarorligini ta‘minlash va yalpi ichki mahsulotda sanoat ulushini oshirishga qaratilgan sanoat siyosatini davom ettirib, sanoat mahsulotlarini ishlab chiqarish hajmini 1,4 baravarga oshirish, sanoat tarmoqlarida mehnat unumdorligini oshirish dasturlarini keng joriy qilish, sanoat tarmoqlarida yo‘qotishlarni

¹. www.eurasiancommission.org

kamaytirish va resurslarni ishlatish samaradorligini oshirish»² kabi vazifalar belgilab berilgan. Ushbu vazifalarni bajarishda, jumladan texnologik mashinalarning rotasion ishchi organlari uchun uzatish mexanizmlarning yangi konstruksiyalarini yaratish muhim masalalardan hisoblanadi.

Mazkur dissertatsiya tadqiqoti O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 28-yanvardagi PF-60-son «2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida»gi farmoni, 2023-yil 18-dekabrda PQ-397-son «Sanoatni rivojlantirish jamg'armasi faoliyatini tashkil etish tartibi to'g'risida»gi, 2024-yil 15-avgustda PQ-295-son «Hududlarda sanoat salohiyatini yanada oshirish bo'yicha qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida»gi qarori hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya ishi muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot Respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. «Energetika, energiya va resurstejamkorlik» ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Dunyo olimlari tomonidan uzatish mexanizmlarning yangi konstruksiyalarini ishlab chiqish, ularni kinematik va dinamik analizi hamda sintezi bo'yicha qator izlanishlar olib borilgan. Jumladan, Shvesiya olimi I.Troedsson zanjirli uzatmalarning tortish qobiliyatlarini oshirish bo'yicha, Serbiya olimlari M.Rackov, S.Kuzmanovic, I.Knezevic, M.Cavic, M.Pencic, D.Cavic, N.F.Cofaru zanjirli uzatmalarni hisoblash usullarini tadqiq etib, ularni harakat qonunlarini aniqlash usullarini ishlab chiqishgan bo'lsa, Rossiya olimlari И.П.Глуценко, С.А.Метильков, А.А.Петрик, СБ.Бережной, В.М.Грышенков va boshqalar zanjirli uzatmalarning ishonchligini oshirish, harakat jarayonidagi shovqinlarni pasaytirish bo'yicha qator ilmiy-tadqiqotlar olib borishgan.

Respublikamizda texnologik mashinalar uchun uzatish mexanizmlarning yangi avlodlarini yaratish va ularning hisoblash usullarini ishlab chiqish bo'yicha, jumladan mexanizmlarni hisoblash usullarini ishlab chiqishga yo'naltirilgan tabqiqotlar bilan H.H.Usmonxo'jayev, K.A.Karimov, R.I.Karimov, Sh.P.Alimuxamedov, A.X.Umurzaqovlar, parametrlari o'zgaruvchan uzatish mexanizmlarining konstruksiyalarini ishlab chiqish, ularning kinematik va dinamik tahlil qilish bo'yicha A.D.Djurayev, J.Muxamedov, Sh.Sh.Kenjaboyev, A.Mamaxonov, V.M.Turdaliyev va boshqalar ilmiy-tadqiqotlar olib borishgan.

Mazkur tadqiqotlar natijasida yaratilgan mashina va mexanizmlar mashinasozlikning turli yo'nalishlarida muayyan ijobiy natijalarga erishilgan, lekin ish jarayonlarini o'zgarishiga moslasha oladigan, kinematik imkoniyatlari kengaytirilgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmalarning konstruksiyalarini va ularning hisoblash usullarini rivojlantirish bo'yicha tadqiqotlar yetarlicha o'tkazilmagan.

² O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 28-yanvardagi PF-60-son «2022-2026-yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida»gi Farmoni

Tadqiqotning dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim yoki ilmiy-tadqiqot muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Dissertatsiya tadqiqoti Namangan muxandislik qurilish instituti ilmiy tadqiqot ishlari rejasining AL-5121081266-sonli "Tuproqqa ishlav beruvchi qishloq xo'jaligi texnikalarining vibrasion mexanika prinsiplariga asoslangan yangi avlod konstruksiyalari ishlab chiqish" (2023-2024) mavzusidagi amaliy loyiha doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmalarda zanjir tarangligini ta'minlash usularini tadqiq etishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

zanjir tarangligini taminlash usullari, ularni ish ko'rsatkichlariga ta'siri va hisoblash usulari bo'yicha o'tkazilgan tadqiqotlarni tahlil qilish;

texnologik mashinalar yuritmalari uchun o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma konstruksiyasini ishlab chiqish;

o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmada zanjir tarmoqlari uzunliklarini o'zgarishlarini nazariy tadqiq etish;

o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning dinamik tahlili qilish orqali zanjir tarmoqlaridagi taranglik kuchini aniqlash imkonini beradigan analitik ifodani keltirib chiqarish;

zanjir tarmoqlarining tebranishlarini nazariy usulda tadqiq etish orqali tebranish qonuniyatlarini aniqlash;

tajribaviy tadqiqotlar asosida vallardagi burovchi momentlar va zanjir erkin tarmog'ining tebranish qonuniyatlarini aniqlash.

Tadqiqotning ob'yekti sifatida texnologik mashinalar rotasion ishchi organlari uzatish mexanizmidagi o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma olingan.

Tadqiqotning predmeti o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning dinamik va matematik modellari, uzatmaning parametrlari, ish rejimlari va tebranishlari hamda ularning o'zgarish qonuniyatlari hisoblanadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida kompleks tadqiqot usullardan, jumladan, nazariy tadqiqotlarda ishlab chiqilgan zanjirli uzatmalarning geometrik va dinamik parametrlarini asoslashda nazariy mexanika, mexanizmlar nazariyasi va mashina detallarining analitik usullaridan, dinamik masalalarni yechishda matematik modellashtirish usulidan, tajriba-sinovlarda o'tkazishda texnologik mashinalarni sinash va tenzometriya usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

texnologik mashinalarning uzatish mexanizmlari uchun ishchi organlarni texnologik jarayonga tez moslashish imkonini beradigan, zanjirining tarangligi avtomatik ta'minlanadigan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning yangi konstruksiyadagi o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma zanjiri tarmog'i uzunligini aniqlash imkoninini beradigan analitik ifoda koromislarning uzunligi va burilish burchagining o'zgarishini inobatga olgan holda ishlab chiqilgan konstruksiyalari ishlab chiqilgan;

taranglash qurulmasidagi prujinaning bosim kuchi hisobiga zanjirning yetakchi tarmog'ida hosil bo'ladigan taranglik kuchini aniqlash imkoninini beradigan analitik ifoda zanjir yetakchi tarmog'ining qiyalik burchagi va markazdan qochma kuch

ta'sirini inobatga oluvchi koeffitsiyentni inobatga olgan holda ishlab chiqilgan;

o'qlararo masofasi o'zgaruvcha zanjirli uzatma zanjirining yetakchi tarmog'idagi umumiy taranglik kuchini aniqlash imkonin beradigan analitik ifoda taranglash qurilmasidagi prujinaning bosim kuchini inobatga olgan holda ishlab chiqilgan;

yangi konstruksiyadagi o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma zanjiri tarmog'i uzunligini aniqlash imkonin beradigan analitik ifoda koromislarning uzunligi va burilish burchagining o'zgarishini inobatga olgan holda ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

texnologik mashinalarning rotasion ishchi organlari uzatish mexanizmlari uchun ish jarayonlarining o'zgarishlariga moslasha oladigan, zanjir tarangligi avtomatik taranglanadigan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning konstruksiyasi ishlab chiqilgan;

o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashinaning uzatish mexanizmiga qo'llanilganda mashinaning ish unumdorligini 8-10 % ga oshirishga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Tadqiqot natijalarining ishonchliligi izlanishlarning zamonaviy uslub va vositalardan foydalangan holda o'tkazilganligi, zanjirli uzatmaning parametrlarini nazariy jihatdan asoslashda nazariy mexanika va oliy matematika qoidalari asosida amalga oshirilganligi, tajribaviy tadqiqotlar tenzometrik usullardan foydalanib o'tkazilgan, bajarilgan tadqiqotlar asosida ishlab chiqilgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashinasiga qo'llanilgandagi sinovlarning ijobiy natijalari va amaliyotda joriy etilganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati texnologik mashinalarning rotasion ishchi organlari uzatish mexanizmi uchun ish jarayonlarining o'zgarishlariga moslasha oladigan, zanjir tarangligi avtomatik taranglanadigan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning konstruksiyasini ishlab chiqilganligi va hisoblash usullarini rivojlantirilganligi hamda nazariy va tajribaviy izlanishlar asosida uning parametrlari asoslanganligi bilan izohlanadi.

Olingan natijalarning amaliy ahamiyati ishlab chiqilgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashina siquv barabaniga qo'llanilganda ekspluatasion xarajatlar kamayishi va samaradorlikni yuqori bo'lishini ta'minlanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. O'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmalarda zanjir tarangligini ta'minlash usularini tadqiq etish bo'yicha olingan natijalar asosida:

texnologik mashinalarning rotasion ishchi organlari uzatish mexanizmlari uchun o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning texnik yechimiga O'zbekiston Respublikasi foydali modeli uchun patent olingan («Zanjirli uzatma», № FAP 01974. 27.05.2022 y.). Natijada, ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashina siquv barabani uzatish mexanizmining konstruksiyasini ishlab chiqish imkoniyati yaratilgan;

uzatish mexanizmida o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmasi bo'lgan ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashina Namangan viloyatidagi "Yuksalish charm" MCHJ va "Sulaymon shox charm" MCHJ larida joriy etilgan («O'zcharsanoat» uyushmasining 20-iyun 2025-yildagi 03-07/1846-son ma'lumotnomasi). Natijada, ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov berishda ish unumini 8-10 % ga oshirishga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Dissertatsiya tadqiqot natijalari 4 ta, jumladan, 2 ta xalqaro va 2 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o'tkazilgan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinishi. Dissertatsiya mavzusi bo'yicha jami 7 ta ilmiy ish chop etilgan, jumladan, O'zbekiston Respublikasi Oliy Attestatsiya komissiyasining doktorlik dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 3 ta maqola, jumladan, 2 tasi respublika va 1 tasi xorijiy jurnallarda chop etilgan.

Dissertatsiyaning hajmi va tuzilishi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to'rtta bob, umumiy xulosalar, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 98 betni tashkil etgan.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida o'tkazilgan tadqiqotlarning dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari shakllantirilgan, tadqiqotning ob'yekt va predmetlari tavsiflangan, tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlarga mosligi ko'rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon etilgan, olingan natijalarning nazariy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarining amaliyotga joriy etilganligi, ishning aprobatsiya natijalari, e'lon qilingan ilmiy ishlar va dissertatsiyaning tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning «**Masalaning qo'yilishi va holati**» deb nomlangan birinchi bobida zanjirli uzatmalarni konustruksiyalari va turlari, zanjir tarangligini taminlash usullari hamda ularni ish ko'rsatkichilariga ta'siri, hisoblash usullari bo'yicha o'tkazilgan tadqiqotlar tahlili keltirilgan.

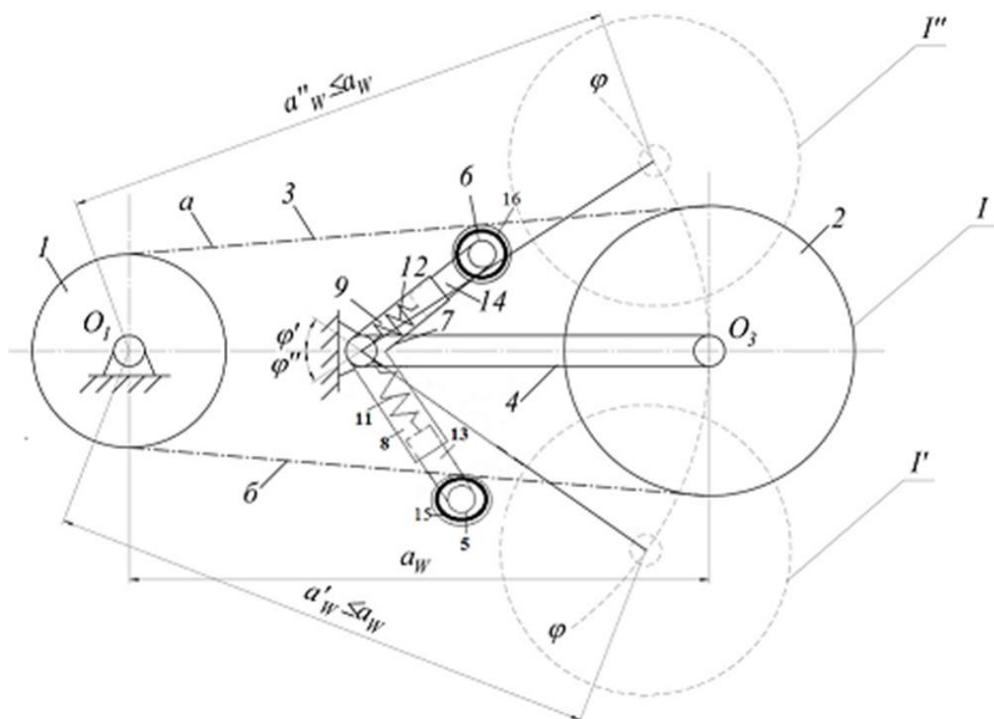
Tahlillar asosida quyidagilarni ta'kidlash lozimki, hozirgi kunda ishlab chiqarishdagi texnologik mashinalar va ularning rotasion ishchi organlari yurutmalari uchun o'zgaruvchan parametrli va boshqariladigan uzatish mexanizmlariga bo'lgan talab ortib bormoqda. Shu boisdan, kinematik imkoniyatlari kengaytirilgan mexanizmlarni yaratish masalasini yechishga e'tibor qaratish lozim. O'zgaruvchan parametrli uzatish mexanizmlarini turli texnologik mashinalar yuritmalariga qo'llash orqali harakat qonunlarini boshqarish va natijada energiya hamda mehnat tejamkorligiga erishish mumkin ekan.

Dissertatsiyaning «**O'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmani nazariy tatqiq etish**» deb nomlangan ikkinchi bobida, taranglash rolklari tarkibli bo'lgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning konstruktiv sxemasini ishlab chiqish, zanjir tarmoqlari uzunliklarini o'zgarishlarini nazariy usulda aniqlash, o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma zanjiri tarmoqlaridagi

taranglik kuchini va zanjir tarmoqlarining tebranishlarini nazariy usulda tadqiq etish bo'yicha nazariy tadqiqotlarning natijalari keltirilgan.

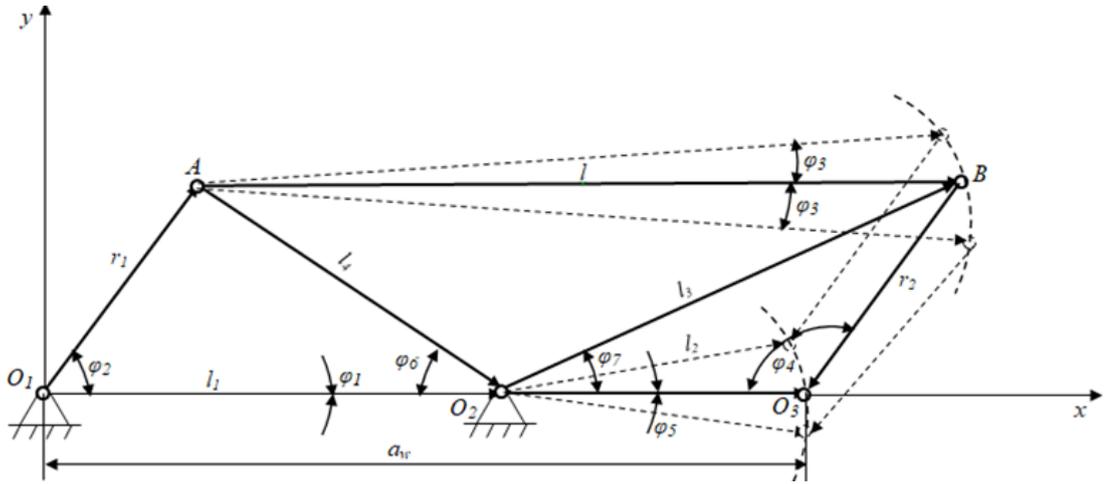
O'tkazilgan tadqiqotlar natijalariga ko'ra, o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmaning konstruksiyalari ishlab chiqildi (1-rasm).

Taklif etilayotgan zanjirli uzatma quyidagilardan iborat, yetakchi 1 va yetaklanuvchi yulduzchalar 2, zanjir 3, yetaklanuvchi yulduzcha 2 mahkamlangan qo'zg'aluvchan richag 4, tarkibli taranglovchi yulduzchalar 5 va 6 mahkamlangan ikki yelkali tarkibli richag 7. Tarkibli taranglovchi yulduzcha 5 va 6 lar tarkibida o'q 8, unga kiydirilgan metall vtulka 9, rezinali vtulka 10 va taranglovchi yulduzcha gardishi 11 larda iborat. Richag 4 korpusga O_2 nuqtada, yetaklanuvchi yulduzcha 2 esa richag 4 ga O_3 nuqtada sharnirli mahkamlangan bo'lsa, tarkibli richag 7 ham o'z navbatida richag 4 ga qo'zg'almas mahkamlangan. Ish jaryonida yetakchi yulduzcha 1 va yetaklanuvchi yulduzcha 2 larning o'qlari orasida masafa o'zgarganda zanjir 3 ning tarangligini avtomatik ta'minlashi uchun ikki yelkali richag 7 tarkibli qilib tayyorlangan. Ikki yelkali tarkibli richag 7 ning ikki yelkasi 12 va 13 lar ichi bo'sh silindrsimon ko'rinishida bo'lib, ularning ichiga prujina 14 va 15 lar o'rnatilgan. Prujina 14 va 15 larning bir uchi ikki yelkali tarkibli richag 7 ning asosiga, ikkinchi uchi esa polzun 16 va 17 larga mahkamlangan.



1-rasm. O'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma

1-rasmda keltirilgan zanjirli uzatmaning zanjiri tarmoqlari uzunliklarining o'zgarishlarini nazariy usulda aniqlash uchun uni ekvivalent bo'lgan richagli mexanizmga almashtirib olamiz. Tavsiya etilgan zanjirli uzatma zanjiri tarmoqlari teng va ularning o'zgarish xususiyatlari bir xil bo'lganligi sababli, bitta tarmog'i uzunligining o'zgarishini ko'rib chiqamiz.



2-rasm. Uch vektor konturli besh bo‘g‘inli richagli mexanizimning sxemasi

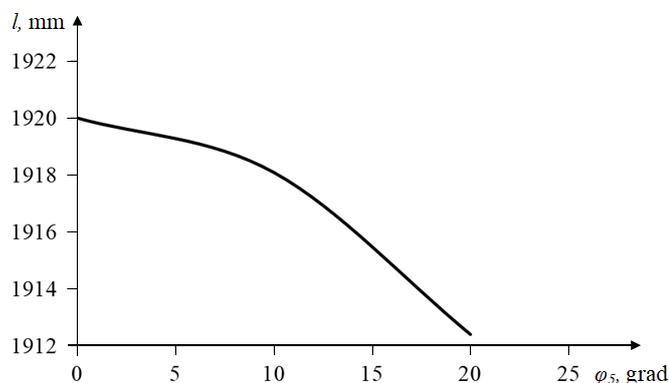
Bunda yopiq konturli vektor usulidan foydalanamiz. Yetakchi va yetaklanuvchi yulduzchalar radiusi, zanjir tarmog‘i va o‘qlararo masofasidan iborat $O_1ABO_3O_2$ yopiq kontur 2-rasmda keltirilgan. Zanjir tarmog‘i uzunligini aniqlash uchun $O_1ABO_3O_2$ yopiq konturni uchta yopiq vektorli O_1AO_2 , O_2BO_3 va O_2AB koturlarga ajratamiz.

O‘tkazilgan nazariy tadqiqotlar asosida zanjir tarmoqlari uzunliklarining aniqlash imkonini beradigan quyidagi ifoda keltirib chiqarildi

$$\vec{l} = \frac{\vec{r}_2 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] + \vec{l}_2 \sin \varphi_5}{\sin \left(\arctg \frac{\vec{r}_2 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] + \vec{l}_2 \sin \varphi_5}{-\vec{r}_2 \sin \left[\arccos \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] - \vec{l}_2 \cos \varphi_5} \right)} - \frac{\vec{r}_1 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]}{\sin \left(\arctg \frac{\vec{r}_1 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]}{\vec{l}_1 + \vec{r}_1 \sin \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]} \right)}, \quad (1)$$

bunda t -zanjir qadami, m; A_0 -boshlang‘ich o‘qlararo masofa, m; τ_1 va τ_2 -yulduzchalar qadamining yarmiga to‘g‘ri keladigan burchak, grad, r_1 va r_2 -krivoship uzunliklari, φ_5 -koromislarning burulish burchagi, grad.

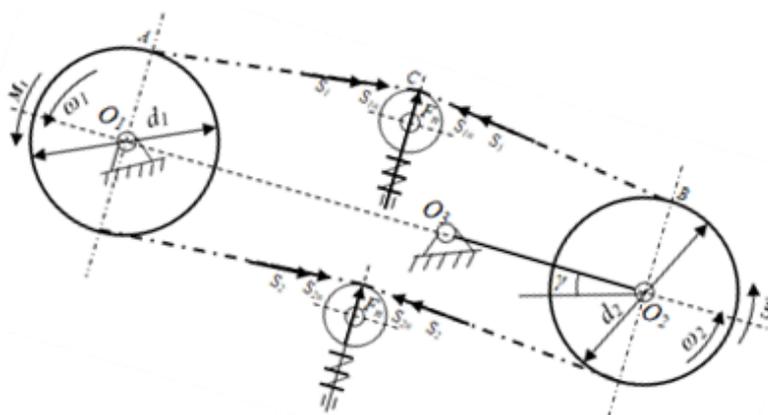
Zanjir tarmog‘ining o‘zgarish qonuniyatini aniqlash uchun (1) tenglamani sonli yechimini Microsoft Office Exsel dasturida amalga oshirildi. Sonli yechim misol tariqasida parametrlarning quyidagi qiymatlarida bajarildi: $l_1=250$ mm; $r_1=r_2=760$ mm; $l_2=150$ mm; $\varphi_5=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$.



3- rasm. l ning uzunligini φ_5 ga bog‘liq ravishda o‘zgarish qonuniyati

3-rasmdan ko‘rinadiki, koromislarning burilish burchagi 0° ni tashkil etganda zanjir tarmog‘i l ning uzunligi 1920 mm tashkil etdi, koromislarning burilish burchagi 10° ni tashkil etganda esa zanjir tarmog‘i l ning uzunligi 1918,09 mm ni va koromislarning burilish burchagi 20° ni tashkil etganda zanjir tarmog‘i l ning uzunligi 1912,41 mm bo‘lishini ko‘rishimiz mumkin. Demak, yuqorida keltirib o‘tilgan ma‘lumotlardan shunday xulosaga kelish mumkinki koromislarning burilish burchagi ortgani sari l (AV) ning uzunligi o‘zgarishini ya‘ni kamayib borishi aniqlandi.

Nazariy tadqiqotlarda 4-rasmda keltirilgan zanjirli uzatma zanjiri yetakchi tarmog‘idagi taranglik kuchining hisobiy qiymatini, quyidagicha ifodalaymiz



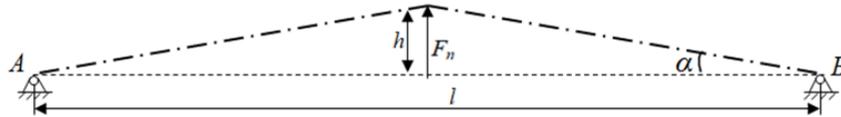
4-rasm. Taranglash qurilmasi tarkibli bo‘lgan o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma

$$S_1 = S_p + S_B + S_C + S_{1n}, \quad (2)$$

bunda S_p -ishchi taranglik kuchi, N; S_B -zanjir og‘irligi hisobiga hosil bo‘ladigan taranglik kuchi, N; S_C -markazdan qochma kuch ta’sirida hosil bo‘ladigan og‘irlik

$$S_1 = \frac{2M_1}{d_1} + qga_w(1 + 5\cos^2 \gamma) + qg^2 + \frac{F_n}{2\sin\left(\arctg\left(\frac{0,72\cos\gamma^4\sqrt{a_w^2 - c_\omega^2}}{1000k}\right)\right)}. \quad (7)$$

Tavsiya etilgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma zanjiri erkin tarmog'ining tebranishlarini tatqiq etamiz. Bunda izlanishlarni soddalashtirish maqsadida zanjir tarmog'ining AB qismini alohida ajratib olamiz (6-rasm).



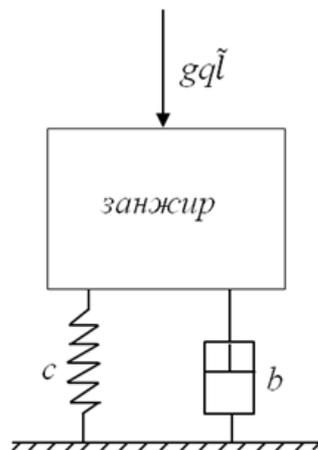
6-rasm. Zanjirning erkin tarmog'i (AB)

6-rasmda keltirilgan zanjirning erkin tarmog'ining tebranishlarini o'rganish uchun uni bir masali mexanik tizim sifatida qaraymiz (7-rasm).

7-rasmda keltirilgan hisob sxemaga muvofiq zanjirning erkin tarmog'ining xarakat tenglamasini tuzib olamiz

$$q \cdot l \cdot h'' = g \cdot q \cdot l - ch - bh', \quad (8)$$

bunda l -erkin tarmoq uzunligi, m; c -bikirlik koeffitsiyenti, N/m; b -dissipatsiya koeffitsiyenti, Ns/m; h -zanjir tarmog'ining salqiligi, m; h' va h'' -zanjir tarmog'ining salqiligidan olingan birinchi va ikkinchi tartibli hosilalar, m/s va m/s².



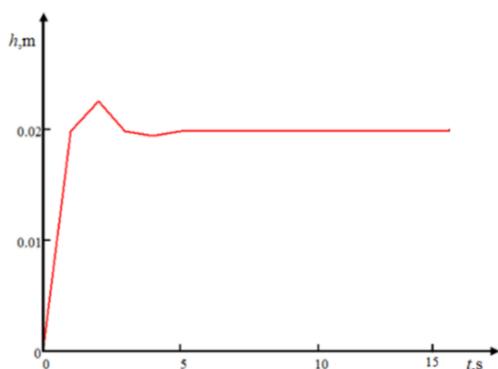
7-rasm. Hisob sxema

(8) dagi differensial tenglama ustida o'tkazilgan bir nechta matematik amallardan so'ng zanjir erkin tarmog'ining tebranishini ifodalovchi quyidagi tenglamani olamiz

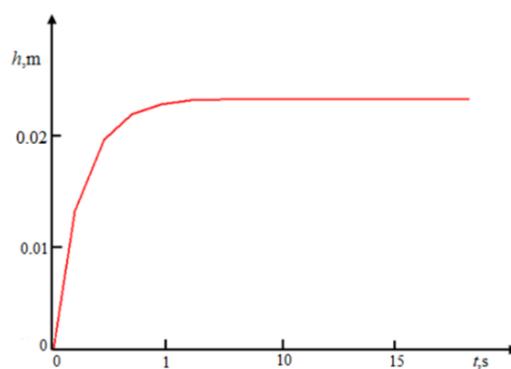
$$h(t) = e^{-\frac{A}{2}t} \cdot \left(\frac{bgq^2l^2}{c(4cql - b^2)} \sin\left(\left(\frac{b^2 - 4cql}{q^2l^2}\right)\frac{t}{2}\right) - \frac{gql}{c} \cos\left(\left(\frac{b^2 - 4cql}{q^2l^2}\right)\frac{t}{2}\right) \right) + \frac{gql}{c}. \quad (9)$$

Zanjir erkin tarmog'ining tebranish qonuniyatlarini aniqlash uchun (9) tenglamaning sonli yechimini Microsoft Office Exsel dasturi orqali parametrlarning quyidagi qiymatlarida amalga oshiramiz, ya'ni $b=3$ Ns/m, $g=9,81$ m/s², $q=1,5$ kg/m, $t=(0\div 15)$ s, $c=(350\div 750)$ N/m, $e=2,7$.

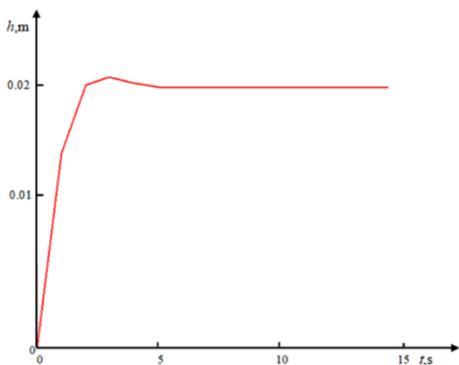
8-rasmlardan ko'rinadiki, prujinaning bikirlik koeffitsiyenti $c=350$ N/m ni tashkil etganda, zanjir erkin tarmog'ining vertikal yo'nalishdagi tebranish qamrovi 0,023 m ni tashkil etib, uning so'nish davri 5,4 sekundni tashkil etar ekan. Prujinaning bikirlik koeffitsiyenti $c=550$ N/m va $c=750$ N/m ni tashkil etganda esa zanjir erkin tarmog'ining vertikal yo'nalishdagi tebranish qamrovi mos ravishda 0,028 m va 0,042 m hamda ularning so'nish davrlari esa mos ravishda 5,1 sekund va 4,8 sekundni tashkil etar ekan.



a



v



b

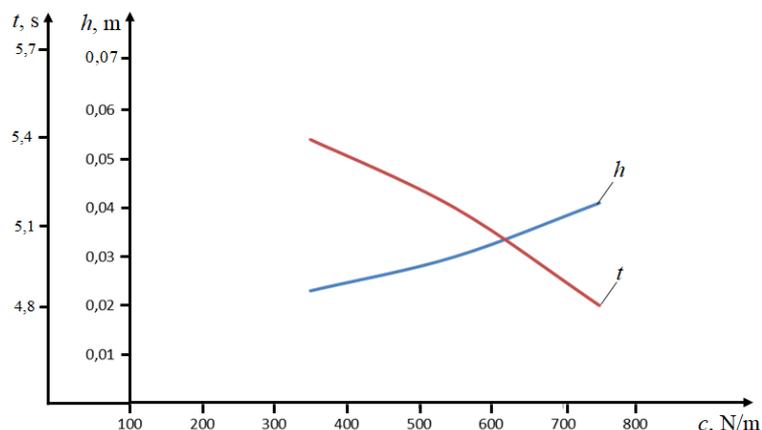
a- $c = 350$ N/m; b- $c=550$ N/m; v-
 $c=750$ N/m

8-rasm. Zanjir erkin tarmog'ining tebranish qonuniyatlari

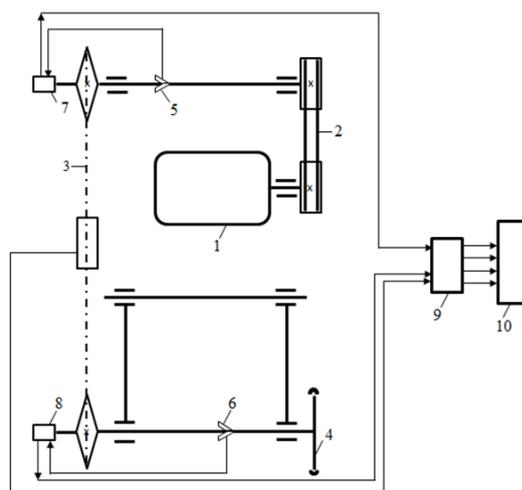
9-rasmdan ko'rinadiki, taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirlik koeffitsiyenti ortishi bilan zanjir erkin tarmog'ining vertikal yo'nalishdagi tebranish qamrovi egri chiziqli qonuniyatda ortib borar ekan. Lekin, taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirlik koeffitsiyenti ortishi bilan zanjir erkin tarmog'ining vertikal yo'nalishdagi tebranish davrlari egri chiziqli qonuniyatda kamayib borishini kuzatish mumkin.

Dissertatsiyaning «Tavsiya etilayotgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmani laboratoriya sharoitidagi sinovlari natijalari» deb nomlangan uchinchi bobida tajribaviy tadqiqotlarning maqsadi va vazifalari, o'tkazish metodikasi, vallardagi burovchi momentlarni, zanjirning yetaklanuvchi tarmog'ini vertikal yo'nalishdagi tebranishlarini o'lchash, tajribaviy tadqiqotlarda aniqlangan ma'lumotlarni qayta ko'rib chiqish va tahlil qilish bo'yicha tadqiqot natijalari

keltirilgan. Tajribaviy tadqiqotlar Namangan davlat texnika universiteti “Mexanika” kafedrasining o‘quv-ilmiy laboratoriyasida o‘tkazildi. 10-rasmda tajriba o‘tkazilgan stendning elektrotenzometrik sxemasi keltirilgan.



9-rasm. Zanjir erkin tarmog‘ining vertikal yo‘nalishdagi tebranish qamrovi va so‘nish davrini prujining bikirlik koeffitsiyentiga bog‘liqlik grafigi



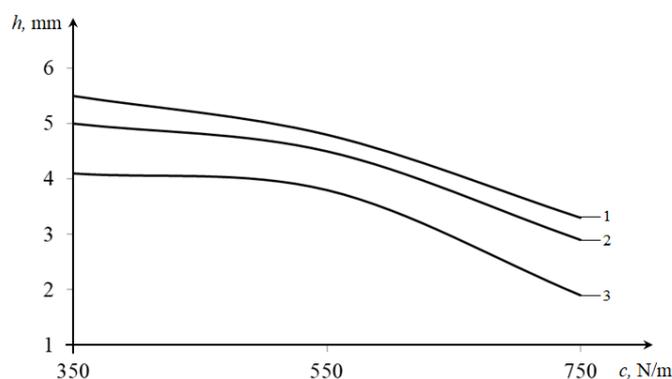
10-rasm. Elektrotenzometrik sxema

Elektrotenzometrik sxema quyidagilardan iborat: 1-elektrodvigatel, 2-ponasimon tasmali uzatma, 3-o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma, 4-qo‘l tormozi, 5, 6-tenzorezistorlar, 7, 8-tokos‘yomniklar, 9-Arduino UNO mikrokontroller, 10-kompyuter.

Tajribaviy tadqiqotlarda o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma yetaklanuvchi tarmog‘ining tebranish qonuniyatlarini hamda vallaridagi burovchi momentlarning o‘zgarish qonuniyatlarini aniqlash bosh vazifalardan etib belgilab olindi. Tajribalarni o‘tkazish uchun maxsus tajriba stendi tayyorlandi va uning elektrotenzometrik sxemasi 10-rasmda keltirilgan.

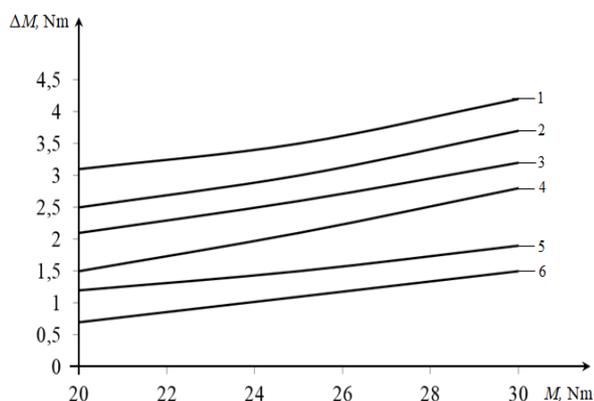
O‘tkazilgan tajribaviy tadqiqotlar natijasida o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma erkin tarmog‘ining tebranish qonuniyatlarini hamda vallaridagi burovchi momentlarning o‘zgarish qonuniyatlarini aks ettiruvchi qator

ossillogrammalar olindi. Olingan ossillogrammalar tahlili asosida parametrlarni bog‘liqlik grafiklari qurildi (11-rasmlar).



1- $F=20$ Nm; 2- $F=25$ Nm; 3- $F=30$ Nm

11-rasm. Zanjirli uzatmaning erkin tarmog‘i tebranishini taranglash qurilmasidagi prujinalarning bikirlik koeffitsiyentlariga bog‘liqlik grafigi



1, 4- $c=350$ N/m; 2, 5- $c=550$ N/m; 3, 6- $c=750$ N/m

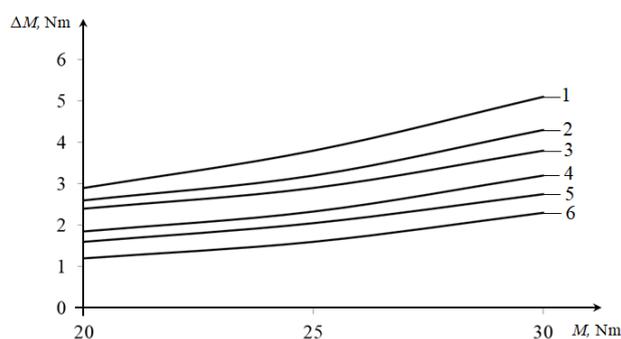
12-rasm. Vallardagi burovchi momentlarning tebranish qamrovlarini taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirlik koeffitsiyentlariga bog‘liqlik grafigi

11-rasmdagi grafikdan shuni ko‘rish mumkinki, prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 350 N/m dan 750 N/m gacha ortganda zanjir erkin tarmog‘ining tebranishlarini amplitudasi egri chiziqli qonuniyatda ortar ekan. Olib borilgan tajriba tadqiqotlarda prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 350 N/m, aylanishlar sonining o‘rtacha qiymati esa 150 r/min tashkil etganda, zanjir erkin tarmog‘ining tebranishlari amplitudasining qiymati $h=4,5$ mm, prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 550 N/m ga ortirilganda $h=4,1$ mm va prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 750 N/m bo‘lganda esa $h=3,2$ mm ga teng bo‘lishi aniqlandi. Ushbu o‘zgarishlarni hosil qiladigan sabablar shuki, taranglash qurilmasidagi prujinasining bikirligi ortib borishi bilan zanjirdagi tebranishni yutish qobiliyati yo‘qolib borishi va prujinalarning amortizator vazifasini bajarmay qo‘yishini keltirish mumkin.

12-rasmda keltirilgan bog‘liqlik grafigidan ko‘rinadiki, qarshilik kuchining momenti 20 Nm dan 30 Nm gacha orttirilganda vallardagi burovchi momentlarning

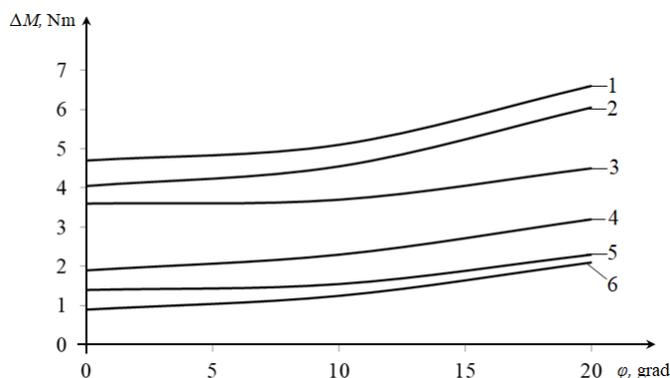
tebranish qamrovlari egri chizikli qonuniyat bilan ortib borar ekan. Bunda taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirlik koeffitsiyentlari 350 N/m, 550 N/m va 750 N/m, qarshilik kuchining momentini qiymati 20 Nm bo‘lganda, yetakchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_1 mos ravishda 1,5 Nm, 1,1 Nm va 0,7 Nm, yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_2 mos ravishda 3,2 Nm, 2,6 Nm va 2,1 Nm bo‘lar ekan. Qarshilik kuchining momentini qiymati 30 Nm bo‘lganda esa, yetakchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_1 mos ravishda 2,8 Nm, 2,1 Nm va 1,5 Nm ga, yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_2 mos ravishda 4,2 Nm, 3,5 Nm va 3,1 Nm ga teng bo‘lar ekan.

13-rasmdagi bog‘liqlik grafigidan ma’lum bo‘lishicha, aylanish sonining ortib borishi vallardagi burovchi momentning tebranish qamrovlari ΔM_1 va ΔM_2 ni sezilarli kamayishiga olib kelgan. Jumladan, aylanish soni 200 r/min bo‘lganida, zanjirli uzatmaning yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_2 mos ravishda 3,1 Nm dan 4,2 Nm gacha egri chizikli qonuniyatda ortsa, aylanish soni 100 r/min bo‘lganda esa, yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_2 mos ravishda 2,1 Nm dan 3,2 Nm gacha ortib borgan.



1, 4- $n_2=200$ r/min; 2, 5- $n_2=150$ r/min; 3, 6- $n_2=100$ r/min

13-rasm. Vallardagi burovchi momentlarning tebranish amplitudalarini aylanishlar soniga bog‘liqlik grafigi



1, 4- $M=30$ Nm; 2, 5- $M=25$ Nm; 3, 6- $M=20$ Nm

14-rasm. Vallardagi burovchi momentlarning qarshilik kuchlarining momentiga bog‘liqlik grafigi

Jumladan, 14-rasmdan ma'lum bo'lishicha, qarshilik kuchining momenti 20 Nm dan 30 Nm ga ortganda yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi ΔM_2 mos ravishda 4,7-6,6 Nm oralig'ida bo'lishini ko'rish mumkin. Shu bilan bir qatorda koromislarning burilish burchagining ortishi bilan vallardagi burovchi momentlarning tebranish qamrovi ham ortib borar ekan. Ya'ni, yetaklanuvchi valdagi burovchi momentning tebranish qamrovi, qarshilik kuchining momenti 30 Nm, aylanishlar soni 100 r/min, koromislarning burilish burchagi 0° , 10° va 20° bo'lganda, mos ravishda 4,7-6,6 Nm oralig'ida bo'lar ekan.

Tahlillar asosida shuni ta'kidlash mumkinki, zanjirli uzatma vallaridagi burovchi momentlarning tebranish qamrovlarini kam bo'lishini ta'minlash hamda uni ravon va ishonchli ishlashi uchun koromislarning burilish burchagini minimal bo'lishiga erishish lozim ekan.

Dissertatsiyaning «**O'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmani joriy etish va iqtisodiy samaradorlik hisobi**» deb nomlangan to'rtinchi bobida joriy etish va iqtisodiy samaradorlikni hisoblash bo'yicha olib borilgan tadqiqot natijalari keltirirgan.

Taklif qilinayotgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma ishchi vallarning geometrik o'lchamlari har xil va ishchi vallarning markaziy o'qlari masofasi o'zgarganda ham harakatni bir xil ta'minlay olish qobliyatiga ega. Harakatni bir xil ta'minlay olishi esa vallar va ishlab chiqarilayotgan ko'n yarim mahsuloti orasidagi ishqalanishni yo'qolishini ta'minlaydi.

FAP № 01974 zanjirli uzatmani ko'n yarim mahsulotini siqish mashinasiga qo'lash orqali erishiladigan iqtisodiy samaradorlikni aniqlaymiz.

Bizga ma'lumki, har bir jamiyatda ishlab chiqarishdagi ijtimoiy samaradorlikni rivojlantirish iqtisodiy o'sib borishni asosiy omili hisoblanadi.

Shuning uchun ham erkin iqtisodiy sharoitda ijtimoiy ishlab chiqarish jadalligini oshirish muhim masalalar qatoriga kiradi. Hozirgi kunda ko'plab resurslar miqdori chegaralangan bo'lib, bu resurslarning ayrim qismi chet davlatlardan olib kelinadi. Shu sababli mavjud resurslardan unumli foydalanish, foydali ish ko'fisiyentini oshirish, xorijiy va milliy sarmoyalarni ustuvor va iqtisodiy jihatlari yuqoriroq yo'nalishlarga jalb etish maqsadga muvofiq hisoblanadi.

Taklif etilayotgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatmani ishlab chiqarishga joriy etish orqali 2880 soat ish jarayonidagi o'rtacha to'xtalishlar soni 14 martani tashkil etib, ya'ni ish vaqtini o'rtacha 14,4 soatida to'xtalishlar bo'lishi aniqlandi. Bu esa korxonaning ish jarayonini 2880 soat ichida 5,4 soat to'xtalishlarini oldi olindi. Natijada, ko'n yarim mahsulotiga mexanik ishlov berishda ish unumini 8-10 % ga oshirishga erishildi.

Yuqorida o'tkazilgan hisoblar natijasiga ko'ra, MEZDRENIY mashinasining siqish barabani uzatish mexanizimiga taklif etilayotgan o'qlararo masofasi o'zgaruvchan zanjirli uzatma qo'llanilganda kutilayotgan yillik iqtisodiy samaradorlik 251720000 so'mni tashkil etadi.

XULOSA

“O‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatmalarda zanjir tarangligini ta‘minlash usularini tadqiq etish” mavzusidagi texnika fanlari bo‘yicha falsafa fanlari doktori (PhD) dissertatsiyasi bo‘yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari asosida quyidagi xulosalar taqdim etildi:

1. Tadqiqotlar natijasida texnologik jarayonlarni o‘zgarishiga tez moslashadigan va zanjirining tarangligi avtomatik ta‘minlanadigan o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan, zanjirli uzatma konstruksiyasi tavsiya etildi.

2. O‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatmaga ekvivalent bo‘lgan besh bo‘g‘inli richagli mexanizmni geometrik tahlili asosida zanjiri tarmoqlari teng va ularning o‘zgarish xususiyatlari bir xil bo‘lganligi inobatga olib, bitta tarmog‘i uzunligining o‘zgarish qonuniyati aniqlandi.

3. O‘tkazilgan nazariy tadqiqotlar asosida o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma yetakchi tarmog‘idagi taranglik kuchini aniqlash imkonini beradigan analitik ifoda olindi va uning tahliliga ko‘ra, o‘qlararo masofaning kamayishi bilan zanjir yetakchi tarmog‘ining tarangligi ham kamayishi aniqlandi.

4. Zanjirning tebranishlari ularni yulduzchalardan chiqib ketishiga, yeyilish jarayonlarini tezlashishiga va shovqinni kuchayib ketishiga olib keladi. Tadqiq etilayotgan zanjirli uzatmada o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan bo‘lganligi sababli, ish jarayonida zanjir tarmoqlarida salqiliklar paydo bo‘ladi va bu esa tebranishlarni jadallashishini ko‘chaytiradi. Shuning uchun taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirlik koeffitsiyenti yuqori bo‘lishi talab etilar ekan.

5. O‘tkazilgan tajriba tadqiqotlarda prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 350 N/m, aylanishlar sonining o‘rtacha qiymati esa 150 r/min tashkil etganda, zanjir erkin tarmog‘ining tebranishlari amplitudasining qiymati $h=4,5$ mm, prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 550 N/m ga ortirilganda $h=4,1$ mm va prujinaning bikirlik koeffitsiyenti 750 N/m $h=3,2$ mm ga tebranishi aniqlandi. Taranglash qurilmasidagi prujinaning bikirligi oshib borishi bilan zanjirdagi tebranishni yutish qobliyatini yo‘qolib borishi va prujinalarning amartizator vazifasini bajarmay qo‘yishi mumkin ekan.

6. Zanjirli uzatma vallaridagi burovchi momentlarning tebranish qamrovlarini kam bo‘lishini ta‘minlash hamda uni ravon va ishonchli ishlashi uchun koromislarning burilish burchagini minimal bo‘lishiga erishish lozim ekan.

7. Yetakchi yulduzaning tishlar soni 18 ta, yetaklanuvchi yulduzchanning tishlar soni 22 ta, o‘qlararo masofa 90 cm, uzatishlar soni 1,2, koromislarning uzunligi 70 cm, zanjir qadami 15,875 mm, zanjirli uzatmaning vertikal tekislikka nisbatan o‘rnatilish burchagi 45° ga teng bo‘lgan o‘qlararo masofasi o‘zgaruvchan zanjirli uzatma ishlab chiqarishga joriy etildi. Natijada, korxonaning ish jarayonidagi 2880 soat ichida 5,4 soat to‘xtalishlarini oldi olindi.

8. Taklif etilgan zanjirli uzatma, an‘anaviy zanjirli uzatmadan farqli ravishda zanjir tarangligini bir xil bo‘lishini va ko‘n yarim mahsulotiga mexanik ishlov beradigan mashinani bir tekis ishlashini ta‘minlashi hisobiga yillik iqtisodiy samaradorlik ekspluatasion harajatlarni kamayishi ortidan 251720000 so‘mni tashkil etdi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD. 03/30.12.09.2019.Т.90.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ
ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ**

**НАМАНГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

АКБАРОВ АБДУРАХМОН ИМИНЖОН УГЛИ

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАТЯЖЕНИЯ
ЦЕПИ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ С ПЕРЕМЕННЫМ МЕЖОСЕВЫМ
РАССТОЯНИЕМ**

05.02.02 –Теория механизмов и машин. Машиноведение и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD)
ПО ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Наманган – 2025

Тема диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан под номером В2024.3.PhD/T4883.

Докторская диссертация выполнена в Наманганском государственном техническом университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице по адресу: www.namdtu.uz и Информационно-образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziynet.uz).

Научный руководитель:

Турдалиев Вохиджон Махсудович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Джураев Анвар Джураевич
доктор технических наук, профессор

Мирзаханов Юнус Умарович
кандидат технических наук, доцент

Ведущая организация:

**Андижанский государственный
технический институт**

Защита диссертации состоится «27» 12 2025 г. в 10⁰⁰ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01 при Наманганском государственном техническом университете (Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, www.namdtu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Наманганский государственный технический университет (регистрационный номер 100). Адрес: 160103, г. Наманган, ул. Ислама Каримова, 12. Тел.: (+99869) 234-15-23, факс: (+99869) 234-15-23, e-mail: namdtu_info@edu.uz.

Автореферат диссертации разослан «9» 12 2025 года.
(Протокол рассылки № 82 «30» 10 2025 года).



Ш.Г.Байбобоев
Председатель научного совета по присуждению
ученой степени, д.т.н., профессор

В.М.Турдалиев
Ученый секретарь научного совета по присуждению
ученой степени, д.т.н., профессор

А.Х.Умурзаков
Председатель научного семинара при научном совете
по присуждению ученой степени, д.т.н., доцент

ВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктор философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. В мире во всех отраслях производства ведущее место занимает создание и внедрение в производство новых видов энерго-и ресурсосберегающих машин и механизмов с высоким качеством работы, быстро настраиваемыми и адаптируемыми параметрами. «Учитывая, что в мире существует возможность экономии большого количества энергии за счет снижения трения в рабочих органах технологических машин на 10-15 процентов»³, разработка конструкций цепных передач, способных быстро адаптироваться к изменениям рабочего процесса, с автоматической настройкой параметров, затухающими колебаниями в цепи, а также создание методов их расчета является одной из важных задач. Поэтому особое внимание уделяется широкому применению в приводах технологических машин механизмов с гибкими звеньями, обладающих высоким качеством работы, низким уровнем шума и автоматической настройкой параметров.

Высокие темпы развития машиностроения в мире требуют проведения научно-исследовательских работ, направленных на создание конструкций передаточных механизмов, используемых в рабочих органах и приводах машин, в том числе цепных передач с широкими кинематическими возможностями и адаптируемостью к рабочим процессам, а также на развитие фундаментальных основ их расчета. В частности, актуальным является проведение целенаправленных научных исследований по снижению трения, износа, шума и вибрации в механизмах с гибкими звеньями, созданию конструкций механизмов с переменными параметрами, адаптированных к технологическому процессу, используемых в приводах различных технологических машин в производстве, обоснованию их технологических процессов работы и развитию методов расчета. В этом направлении, в частности, создаются научные основы расчета рабочих органов и передаточных механизмов технологических машин, особое внимание уделяется развитию методов проектирования и расчета наукоемких цепных передач с автоматически управляемыми параметрами, используемых в приводах машин, а также улучшению качества и снижению себестоимости промышленной продукции путем широкого внедрения современной техники и технологий в производство.

В нашей республике реализуется ряд мер по развитию машиностроения, проведению широкомасштабных научных исследований по созданию новых поколений машин и механизмов для обеспечения ресурсо- и энергосбережения, в частности, по разработке высокоэффективных и ресурсосберегающих машин для промышленности. В Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы определены такие задачи, как « ... продолжение промышленной политики, направленной на обеспечение стабильности национальной экономики и увеличение доли промышленности

¹ www.eurasiancommission.org

в валовом внутреннем продукте, увеличение объема производства промышленной продукции в 1,4 раза, ...широкое внедрение программ повышения производительности труда в отраслях промышленности, ...сокращение потерь в отраслях промышленности и повышение эффективности использования ресурсов»⁴. При выполнении этих задач создание новых конструкций передаточных механизмов для ротационных рабочих органов технологических машин является одним из важных вопросов.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит реализации задач, установленных в Указе Президента Республики Узбекистан № УП-60 от 28 января 2022 года «О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы», постановлениях Президента Республики Узбекистан № ПП-397 от 18 декабря 2023 года «О порядке организации деятельности Фонда развития промышленности», № ПП-295 от 15 августа 2024 года «О дополнительных мерах по дальнейшему повышению промышленного потенциала регионов», а также в других нормативно-правовых документах, относящихся к данной сфере деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики Узбекистан II «Энергетика, энерго-и ресурсосбережение».

Степень изученности проблемы. Учеными мира проведен ряд исследований по разработке новых конструкций передаточных механизмов, их кинематическому и динамическому анализу и синтезу. В частности, шведский ученый И.Троедссон проводил исследования по повышению тяговых способностей цепных передач, сербские ученые М.Рацков, С.Кузманович, И.Кнежевич, М.Чавич, М.Пенчич, Д.Чавич, Н.Ф.Кофару исследовали методы расчета цепных передач и разработали методы определения законов их движения, российские ученые И.П.Глущенко, С.А.Метильков, А.А.Петрик, С.Б.Бережной, В.М.Грышенков и другие провели ряд научных исследований по повышению надежности цепных передач и снижению шума в процессе движения.

В нашей республике научные исследования по созданию новых поколений передаточных механизмов для технологических машин и разработке методов их расчета, в том числе направленные на разработку методов расчета механизмов, проводили Х.Х.Усманходжаев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.Х.Умурзаков. Разработкой конструкций передаточных механизмов с переменными параметрами, их кинематическим и динамическим анализом занимались А.Д.Джураев, Ж.Мухамедов, Ш.Ш.Кенжабоев, А.Мамахонов, В.М.Турдалиев и другие.

Машины и механизмы, созданные в результате этих исследований, позволили достичь определенных положительных результатов в различных областях машиностроения. Однако исследования по разработке конструкций

² Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года No УП-60 «О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы»

цепных передач с переменным межосевым расстоянием, обладающих расширенными кинематическими возможностями и способных адаптироваться к изменениям рабочих процессов, а также методов их расчета проведены недостаточно.

Связь исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного или научно-исследовательского учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках прикладного проекта АЛ-5121081266 «Разработка конструкций сельскохозяйственной техники нового поколения для обработки почвы на основе принципов вибрационной механики» (2023-2024 гг.), входящего в план научно-исследовательских работ Наманганского инженерно-строительного института.

Цель исследования заключается в изучении методов обеспечения натяжения цепи в цепных передачах с переменным межосевым расстоянием.

Задачи исследования:

проанализировать методы обеспечения натяжения цепи, их влияние на эксплуатационные показатели и методы расчёта;

разработать конструкцию цепной передачи с переменным межосевым расстоянием для приводов технологических машин;

провести теоретическое исследование изменений длины ветвей цепи в цепной передаче с переменным межосевым расстоянием;

вывести аналитическое выражение, позволяющее определить силу натяжения в ветвях цепи посредством динамического анализа цепной передачи с переменным межосевым расстоянием;

исследовать колебания ветвей цепи теоретическим методом с целью выявления закономерностей колебаний;

на основе экспериментальных исследований определить крутящие моменты на валах и закономерности колебаний свободной ветви цепи.

Объектом исследования является цепная передача с переменным межосевым расстоянием в передаточных механизмах ротационных рабочих органов технологических машин.

Предмет исследования составляют динамические и математические модели цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, её параметры, режимы работы и колебания, а также закономерности их изменения.

Методы исследования. В ходе исследования применялись комплексы методов, в том числе аналитические методы теоретической механики, теории механизмов и деталей машин-для обоснования геометрических и динамических параметров разрабатываемых цепных передач, метод математического моделирования-для решения динамических задач, а также методы испытания технологических машин и тензометрии-при проведении экспериментальных исследований.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработаны эффективные конструкции цепной передачи с переменным межосевым расстоянием для приводов рабочих органов технологических

машин, обеспечивающие автоматическое натяжение цепи и позволяющие быстро адаптировать рабочие органы к технологическому процессу;

получено аналитическое выражение для определения длины ветви цепи в новой конструкции цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, учитывающее изменение длины и угла поворота коромысла получено аналитическое выражение для определения силы натяжения, возникающей в ведущей ветви цепи за счёт усилия пружины натяжного устройства, при этом учтён коэффициент, зависящий от угла наклона ведущей ветви цепи и действия центробежной силы;

выведено аналитическое выражение, позволяющее определить результирующую силу натяжения в ведущей ветви цепи передачи с переменным межосевым расстоянием с учётом усилия пружины натяжного устройства;

получено аналитическое выражение для определения длины ветви цепи в новой конструкции цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, учитывающее изменение длины и угла поворота коромысла.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

разработана конструкция цепной передачи с переменным межосевым расстоянием для приводов ротационных рабочих органов технологических машин, обеспечивающая автоматическое натяжение цепи и способность адаптироваться к изменениям технологических процессов;

при применении цепной передачи с переменным межосевым расстоянием в приводе машины для механической обработки кожевенного полуфабриката удалось повысить её производительность на 8–10 %.

Достоверность результатов исследования объясняется тем, что исследования проводились с использованием современных методов и средств, теоретическое обоснование параметров цепной передачи выполнено на основе положений теоретической механики и высшей математики, экспериментальные исследования проведены с применением тензометрических методов, положительными результатами испытаний машины для механической обработки кожевенного полуфабриката, разработанной на основе проведённых исследований, а также её внедрением в практику.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследования заключается в разработке конструкции цепной передачи с переменным межосевым расстоянием для привода ротационных рабочих органов технологических машин, способной адаптироваться к изменениям технологических процессов, в развитии методов расчёта, а также в обосновании её параметров на основе теоретических и экспериментальных исследований.

Практическая значимость полученных результатов заключается в том, что применение разработанной цепной передачи с переменным межосевым расстоянием в приводе сжимного барабана машины для механической обработки кожевенного полуфабриката обеспечивает снижение эксплуатационных затрат и повышение эффективности работы.

Внедрение результатов исследования. На основе полученных результатов исследования способов обеспечения натяжения цепи в цепных передачах с переменным межосевым расстоянием:

получен патент Республики Узбекистан на полезную модель технического решения цепной передачи с переменным межосевым расстоянием для передаточных механизмов ротационных рабочих органов технологических машин («Цепная передача», № FAP 01974, 27.05.2022 г.). В результате создана возможность разработки конструкции механизма подачи отжимного барабана машины для механической обработки кожевенного полуфабриката;

машина для механической обработки кожевенного полуфабриката с цепной передачей с переменным межосевым расстоянием в механизме передачи внедрена в ООО «Юксалиш чарм» и ООО «Сулаймон шох чарм» Наманганской области (справка Ассоциации «Узчармсаноат» № 03-07/1846 от 20 июня 2025 г.). В результате достигнуто повышение производительности труда на 8-10% при механической обработке кожевенного полуфабриката.

Апробация результатов исследования. Результаты диссертационного исследования были обсуждены на 4 научно-практических конференциях, в том числе на 2 международных и 2 республиканских.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано всего 7 научных работ, в том числе 3 статьи в научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских диссертаций, из которых 2 опубликованы в республиканских и 1 в зарубежном журнале.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 98 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснованы актуальность и необходимость проведенных исследований, сформулированы цель и задачи работы, охарактеризованы объект и предмет исследования, показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики, изложены научная новизна и практические результаты, раскрыто теоретическое и практическое значение полученных результатов, приведены сведения о внедрении результатов исследования в практику, апробации работы, опубликованных научных трудах и структуре диссертации.

В первой главе, озаглавленной «**Постановка задачи и современное состояние вопроса**», приведён анализ конструкций и типов цепных передач, методов обеспечения натяжения цепи и их влияния на эксплуатационные показатели, а также методов расчёта, применяемых в проведенных ранее исследованиях.

На основании проведённого анализа следует подчеркнуть, что в настоящее время в производстве технологических машин и приводов их ротационных рабочих органов наблюдается возрастающий спрос на передачи с изменяющимися параметрами и управляемыми механизмами. В связи с этим необходимо уделять внимание решению задачи создания механизмов с расширенными кинематическими возможностями. Применение передач с изменяющимися параметрами в приводах различных технологических машин позволяет управлять законами движения и, как результат, достигать экономии энергии и труда.

Во второй главе диссертации, озаглавленной «**Теоретическое исследование цепной передачи с переменным межосевым расстоянием**», представлены результаты теоретических исследований по разработке конструктивной схемы цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, оснащённой натяжными роликами, по теоретическому определению изменений длины ветвей цепи; по исследованию сил натяжения в ветвях цепи передачи с переменным межосевым расстоянием, а также по теоретическому изучению колебаний ветвей цепи.

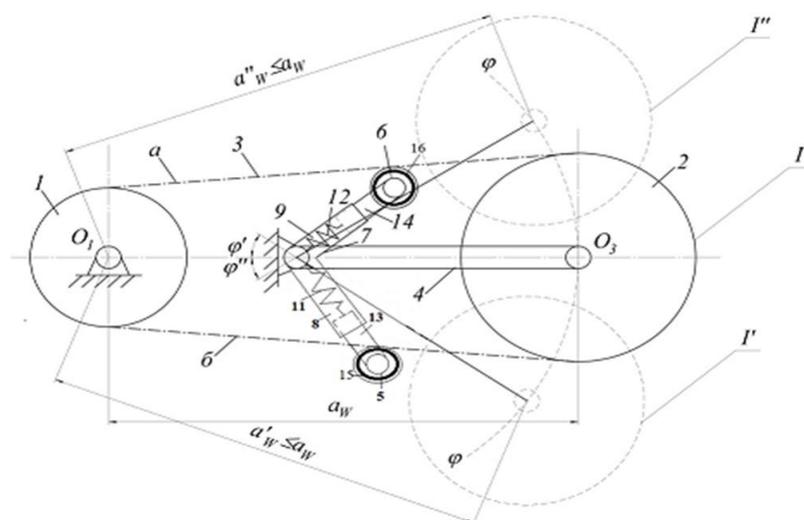


Рис. 1. Цепная передача с переменным межосевым расстоянием

По результатам проведённых исследований была разработана конструкция цепной передачи с переменным межосевым расстоянием (рис. 1).

Предлагаемая цепная передача включает в себя: ведущую звёздочку (1) и ведомую звёздочку (2), цепь (3), подвижный рычаг (4), к которому закреплена ведомая звёздочка (2), составные натяжные звёздочки (5) и (6), установленные на двухплечем составном рычаге (7). Составные натяжные звёздочки (5) и (6) состоят из вала (8), надетой на него металлической втулки (9), резиновой втулки (10) и обода натяжной звёздочки (11). Рычаг (4) шарнирно закреплён на корпусе в точке O_2 , ведомая звёздочка (2) шарнирно установлена на рычаге (4) в точке O_3 , а составной рычаг (7), в свою очередь, жёстко закреплён на рычаге (4). В процессе работы при изменении расстояния между осями ведущей звёздочки (1) и ведомой звёздочки (2) автоматическое обеспечение

натяжения цепи (3) достигается за счёт применения двухплечего составного рычага (7). Два плеча (12) и (13) двухплечего составного рычага (7) выполнены в виде полых цилиндров, внутри которых размещены пружины (14) и (15). Один конец пружин (14) и (15) закреплён на основании двухплечего составного рычага (7), а другой конец-на ползунах (16) и (17).

Для теоретического определения изменений длины ветвей цепи передачи, представленной на рисунке. 1, заменим её эквивалентным рычажным механизмом. Так как у предлагаемой цепной передачи ветви цепи равны и обладают одинаковыми характеристиками изменения, рассмотрим изменение длины только одной ветви. Для этого используем метод замкнутого контурного вектора. Замкнутый контур $O_1ABO_3O_2$, включающий радиусы ведущей и ведомой звёздочек, ветвь цепи и межосевое расстояние, приведён на рис. 2. Для определения длины ветви цепи замкнутый контур $O_1ABO_3O_2$ разложим на три замкнутых векторных контура: O_1AO_2 , O_2BO_3 и O_2AB .

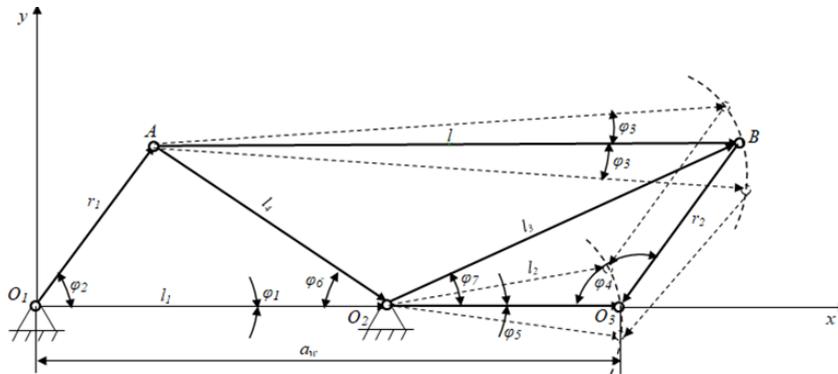


Рис. 2. Схема пятизвенного рычажного механизма с тремя векторными контурами

На основе проведённых теоретических исследований выведено следующее выражение, позволяющее определить длину ветвей цепи

$$\vec{l} = \frac{\vec{r}_2 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] + \vec{l}_2 \sin \varphi_5}{\sin \left(\arctg \left(\frac{\vec{r}_2 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] + \vec{l}_2 \sin \varphi_5}{-\vec{r}_2 \sin \left[\arccos \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right] - \vec{l}_2 \cos \varphi_5} \right) \right)}$$

$$\frac{\vec{r}_1 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]}{\sin \left(\arctg \left(\frac{\vec{r}_1 \cos \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]}{\vec{l}_1 + \vec{r}_1 \sin \left[\arcsin \left(\frac{t}{2A_0} \left(\frac{1}{\sin \tau_2} - \frac{1}{\sin \tau_1} \right) \right) \right]} \right) \right)}, \quad (1)$$

где t -шаг цепи, м; A_0 -начальное межосевое расстояние, м; τ_1 и τ_2 -угол, соответствующий половине шага звёздочек, град; r_1 и r_2 -радиусы кривошипов; φ_5 -угол поворота коромысла, град.

Для определения закономерности изменения длины ветви цепи численное решение уравнения (1) было выполнено с использованием программы Microsoft Office Excel. В качестве примера численное решение осуществлялось при следующих значениях параметров: $l_1=250$ мм; $r_1=r_2=760$ мм; $l_2=150$ мм; $\varphi_5=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$.

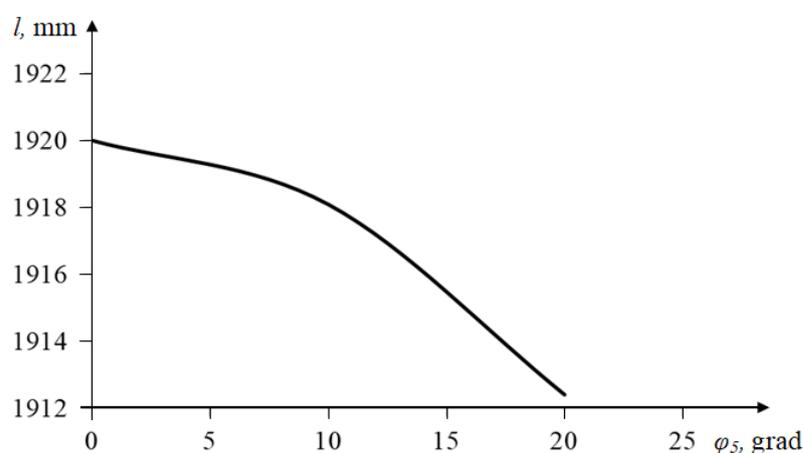


Рис. 3. Закономерность изменения длины l в зависимости от φ_5

Из рисунка 3 видно, что при угле поворота коромысла, равном 0° , длина ветви цепи l составляет 1920 мм, при угле поворота коромысла 10° длина ветви l равна 1918,09 мм, а при угле поворота коромысла 20° длина ветви l составляет 1912,41 мм. Следовательно, из приведённых выше данных можно сделать вывод, что с увеличением угла поворота коромысла длина ветви l (АВ) изменяется, то есть постепенно уменьшается.

В теоретических исследованиях расчётное значение силы натяжения ведущей ветви цепи передаваемой передачи, представленной на рисунке 4, выражается следующим образом

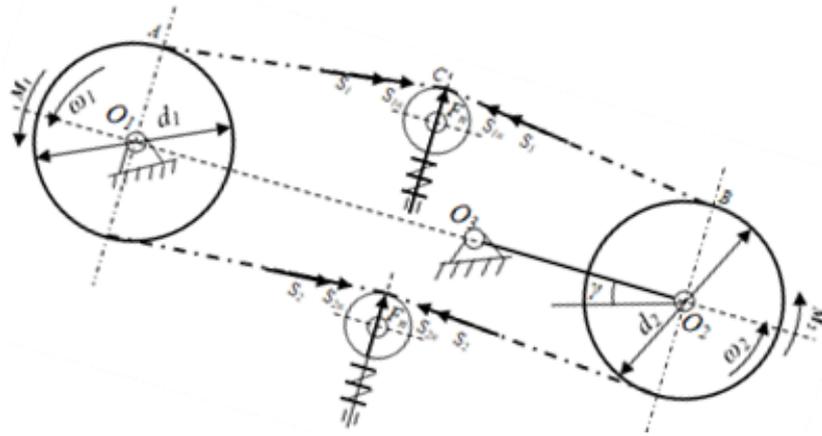


Рис.4. Цепная передача с переменным межосевым расстоянием, оснащённая составным натяжным устройством

$$S_1 = S_P + S_B + S_C + S_{1n}, \quad (2)$$

где S_P -рабочее натяжное усилие, N; S_B -натяжное усилие, возникающее за счёт веса цепи, N; S_C -натяжное усилие, возникающее под действием центробежной силы, N; S_{1n} -натяжное усилие, возникающее в ведущей ветви цепи за счёт давления пружины, N.

В уравнении (2) силы рассмотрим по отдельности: рабочее натяжное усилие

$$S_P = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{102N_1}{v}, \quad (3)$$

натяжное усилие, возникающее за счёт веса цепи

$$S_B = qga_w(1 + 5 \cos^2 \gamma), \quad (4)$$

сила тяжести, возникающая под действием центробежной силы.

$$S_C = qv^2, \quad (5)$$

где M_1 -крутящий момент на ведущей звёздочке, Nm; N_1 -мощность на ведущей звёздочке, Вт; d_1 -диаметр ведущей звёздочки, м; v -скорость цепи, м/с; q -масса цепи на 1 метр длины, kg/m; a_w -межосевое расстояние, м; γ -угол расположения оси передачи относительно вертикальной плоскости, grad; g -ускорение свободного падения, m/s².

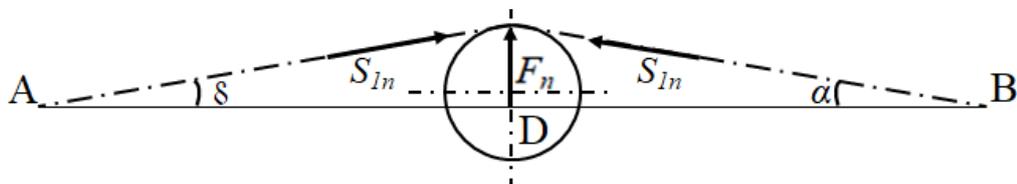


Рис. 5. Взаимодействие натяжного ролика и ведущей ветви цепи

Для определения натяжного усилия в ведущей ветви цепи, возникающего за счёт давления пружины, выделим на рисунке 4 натяжной ролик и ведущую ветвь цепи и для упрощения расчётов приведём отрезок AB параллельно вертикальной плоскости (см. рис. 5).

На основе проведённых исследований натяжное усилие в ведущей ветви цепи, возникающее вследствие усилия сжатия пружины, выражается следующим образом

$$S_{1n} = \frac{F_n}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{0,72 \cos \gamma^4 \sqrt{a_w^2 - c_\omega^2}}{1000k} \right) \right)}. \quad (6)$$

Учитывая уравнения (3), (4), (5) и (6), перепишем уравнение (2) в следующем виде

$$S_1 = \frac{2M_1}{d_1} + qga_w(1 + 5 \cos^2 \gamma) + qg^2 + \frac{F_n}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{0,72 \cos \gamma^4 \sqrt{a_w^2 - c_\omega^2}}{1000k} \right) \right)}. \quad (7)$$

Рассмотрим колебания свободной ветви цепи предлагаемой цепной передачи с переменным межосевым расстоянием. Для упрощения исследований выделим участок цепи AB отдельно (см. рис. 6).

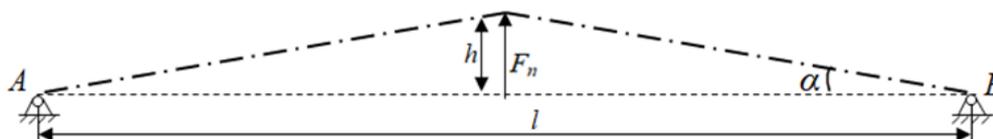


Рис. 6. Свободная ветвь цепи (AB)

Для изучения колебаний свободной ветви цепи, приведённой на рисунке. 6, рассмотрим как одну массовую механическую систему (см. рис. 7.)

Составим уравнение движения свободной ветви цепи в соответствии с расчётной схемой, приведённой на рисунке. 7

$$q \cdot l \cdot h'' = g \cdot q \cdot l - ch - bh', \quad (8)$$

где l -длина свободной ветви, м; c -коэффициент жёсткости, N/m; b -коэффициент диссипации, Ns/m; h -провисание ветви цепи, м; h' и h'' -первая и вторая производные провисания ветви цепи, м/с и м/с² соответственно.

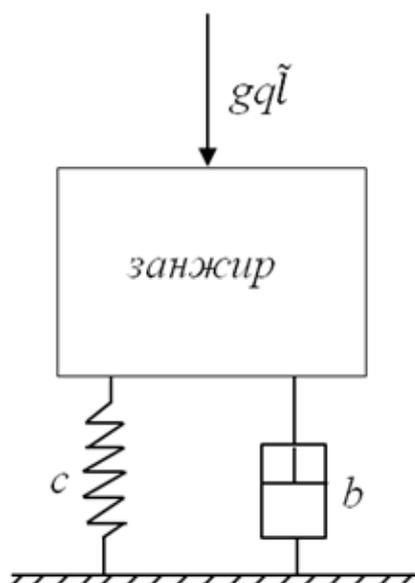


Рис.7. Расчётная схема

После выполнения ряда математических преобразований над дифференциальным уравнением (8) получим следующее уравнение, описывающее колебания свободной ветви цепи.

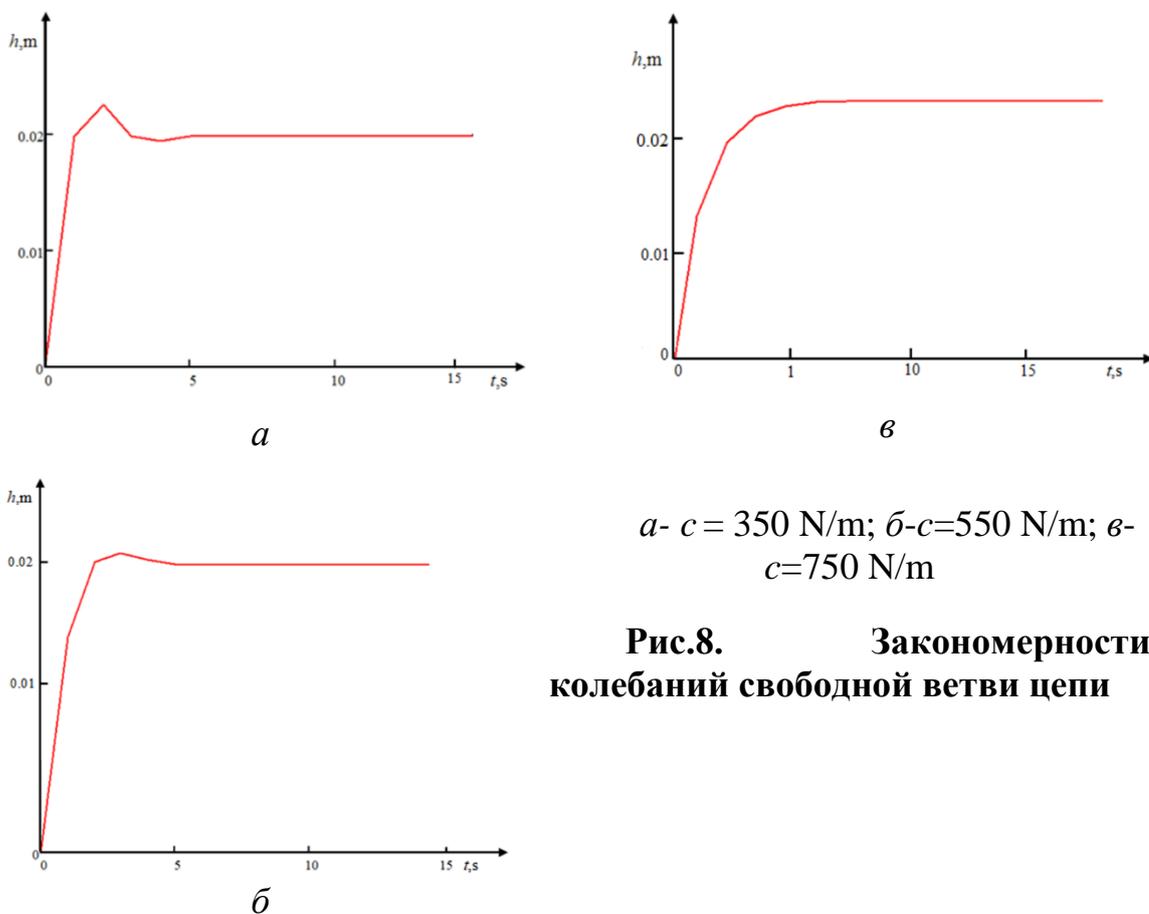


Рис.8. Закономерности колебаний свободной ветви цепи

$$h(t) = e^{-\frac{A}{2}t} \cdot \left(\frac{bgq^2l^2}{c(4cql - b^2)} \sin\left(\left(\frac{b^2 - 4cql}{q^2l^2}\right)\frac{t}{2}\right) - \frac{gql}{c} \cos\left(\left(\frac{b^2 - 4cql}{q^2l^2}\right)\frac{t}{2}\right) \right) + \frac{gql}{c}. \quad (9)$$

Для определения закономерностей колебаний свободной ветви цепи численное решение уравнения (9) выполняется в Microsoft Office Excel при следующих значениях параметров, а именно: $b=3$ Ns/m, $g=9,81$ m/s², $q=1,5$ kg/m, $t=(0 \div 15)$ s, $c=(350 \div 750)$ N/m, $e=2,7$.

Как видно из рисунке. 8, при коэффициенте жёсткости пружины $c = 350$ N/m амплитуда вертикальных колебаний свободной ветви цепи составляет 0,023 м, а период её затухания-5,4 с. При $c = 550$ N/m и $c = 750$ N/m амплитуды вертикальных колебаний соответственно равны 0,028 м и 0,042 м, а периоды затухания-соответственно 5,1 с и 4,8 с.

Как видно из рисунке. 9, с увеличением коэффициента жёсткости пружины в натяжном устройстве амплитуда вертикальных колебаний свободной ветви цепи возрастает по нелинейному закону. Однако с увеличением коэффициента жёсткости пружины в натяжном устройстве периоды вертикальных колебаний свободной ветви цепи уменьшаются также по нелинейному закону.

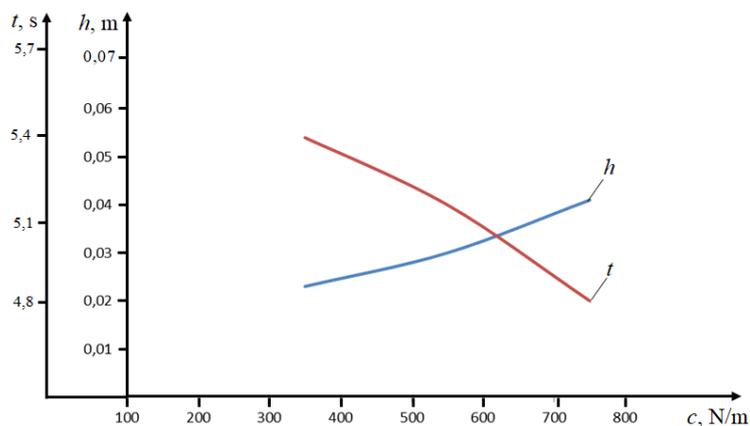


Рис. 9. График зависимости амплитуды и периода затухания вертикальных колебаний свободной ветви цепи от коэффициента жёсткости пружины

В третьей главе диссертации, озаглавленной «**Результаты лабораторных испытаний цепной передачи с рекомендуемым переменным межосевым расстоянием**», представлены цель и задачи экспериментальных исследований, методика их проведения, результаты измерений крутящих моментов на валах и вертикальных колебаний ведущей ветви цепи, а также переработка и анализ данных, полученных в ходе экспериментов. Экспериментальные исследования проводились в учебно-научной лаборатории кафедры «Механика» Наманганского инженерно-строительного института. На рисунке 10 приведена электротензометрическая схема проведенных экспериментальных исследований.

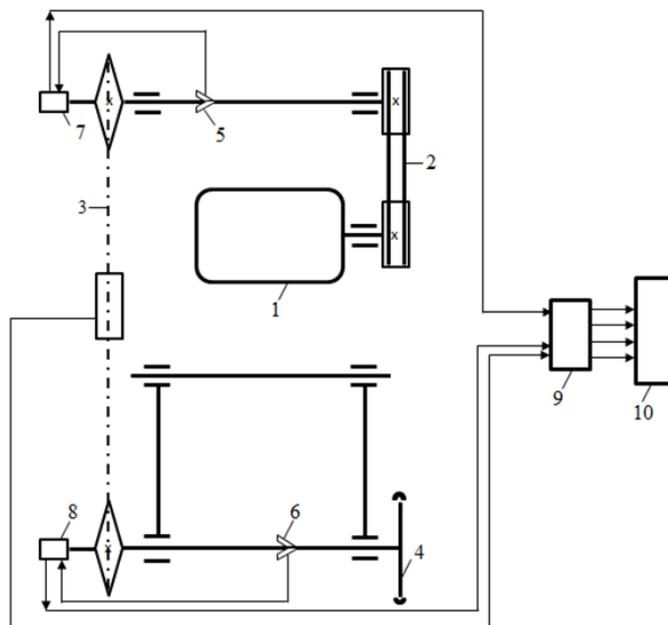


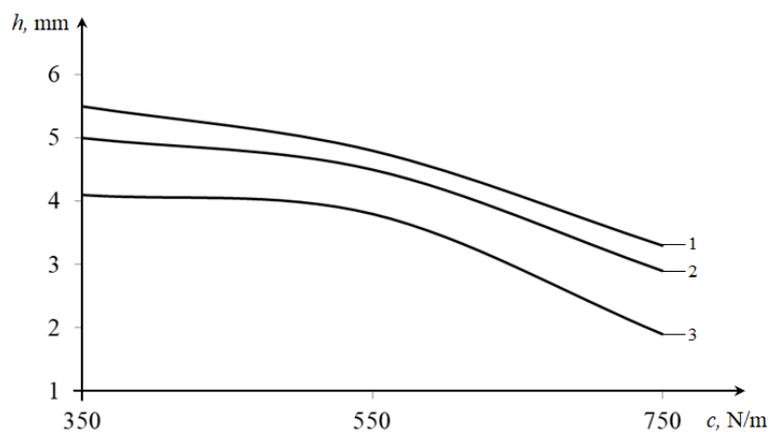
Рис. 10. Электротензометрическая схема

Электротензометрическая схема включает: 1-электродвигатель; 2-клиноремённая передача; 3-цепная передача с переменным межосевым расстоянием; 4-ручной тормоз; 5, 6-тензорезисторы; 7, 8-токосъёмники; 9-микроконтроллер Arduino UNO; 10-компьютер.

В экспериментальных исследованиях в качестве основных задач были определены выявление закономерностей колебаний ведомой ветви цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, а также закономерностей изменения крутящих моментов на валах. Для проведения экспериментов был подготовлен специальный испытательный стенд, электротензометрическая схема которого приведена на рисунке. 10.

В результате проведённых экспериментальных исследований были получены ряд осциллограмм, отражающих закономерности колебаний свободной ветви цепной передачи с переменным межосевым расстоянием, а также закономерности изменения крутящих моментов на валах. На основе анализа полученных осциллограмм были построены графики зависимостей параметров (рис. 11).

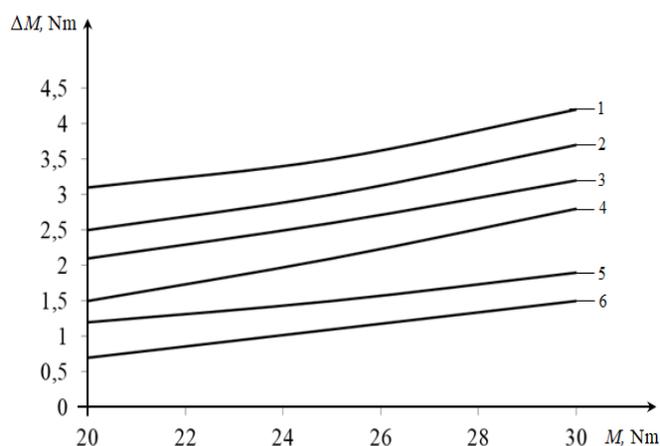
Из графика на рисунке 11 видно, что при увеличении коэффициента жёсткости пружины от 350 N/m до 750 N/m амплитуда колебаний свободной ветви цепи возрастает по нелинейному закону. В проведённых экспериментальных исследованиях установлено, что при коэффициенте жёсткости пружины 350 N/m и среднем значении частоты вращения 150 об/мин амплитуда колебаний свободной ветви цепи составляет $h = 4,5$ мм; при увеличении коэффициента жёсткости пружины до 550 N/m $h = 4,1$ мм; а при коэффициенте жёсткости 750 N/m $h = 3,2$ мм. Причины таких изменений заключаются в том, что с ростом жёсткости пружины в натяжном устройстве снижается способность цепи к поглощению колебаний и пружина перестаёт выполнять функцию амортизатора.



1- $F=20$ Nm; 2- $F=25$ Nm; 3- $F=30$ Nm

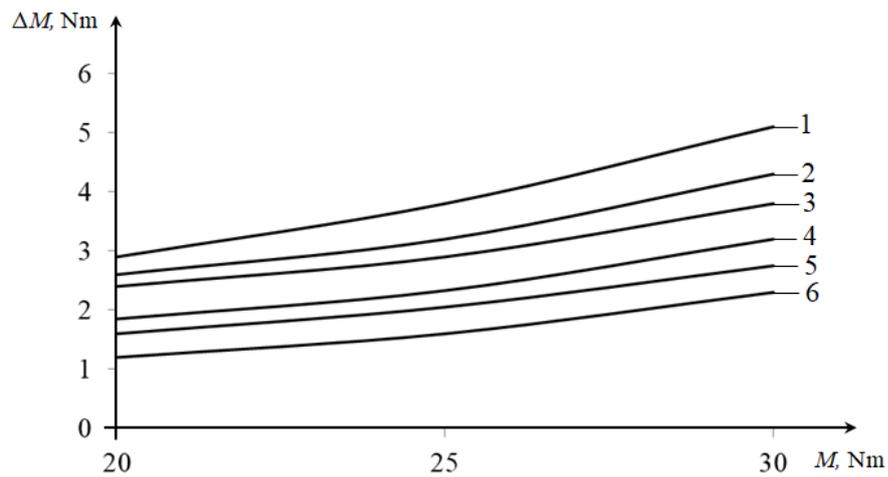
Рис. 11. Графические зависимости колебаний свободной ветви цепной передачи от коэффициентов жёсткости пружин натяжного устройства

Из графических зависимости, приведённого на рисунке 12, видно, что при увеличении момента сопротивления от 20 Nm до 30 Nm амплитуды колебаний крутящих моментов на валах возрастают по нелинейному закону. При коэффициентах жёсткости пружины в натяжном устройстве 350 N/m, 550 N/m и 750 N/m и моменте сопротивления 20 Nm амплитуда колебаний крутящего момента на ведущем валу ΔM_1 составляет соответственно 1,5 Nm, 1,1 Nm и 0,7 Nm, а на ведомом валу амплитуда колебаний крутящего момента ΔM_2 -соответственно 3,2 Nm, 2,6 Nm и 2,1 Nm. При моменте сопротивления 30 Nm амплитуда колебаний крутящего момента на ведущем валу ΔM_1 равна соответственно 2,8 Nm, 2,1 Nm и 1,5 Nm, а на ведомом валу амплитуда колебаний крутящего момента ΔM_2 -соответственно 4,2 Nm, 3,5 Nm и 3,1 Nm.



1, 4- $c=350$ N/m; 2, 5- $c=550$ N/m; 3, 6- $c=750$ N/m.

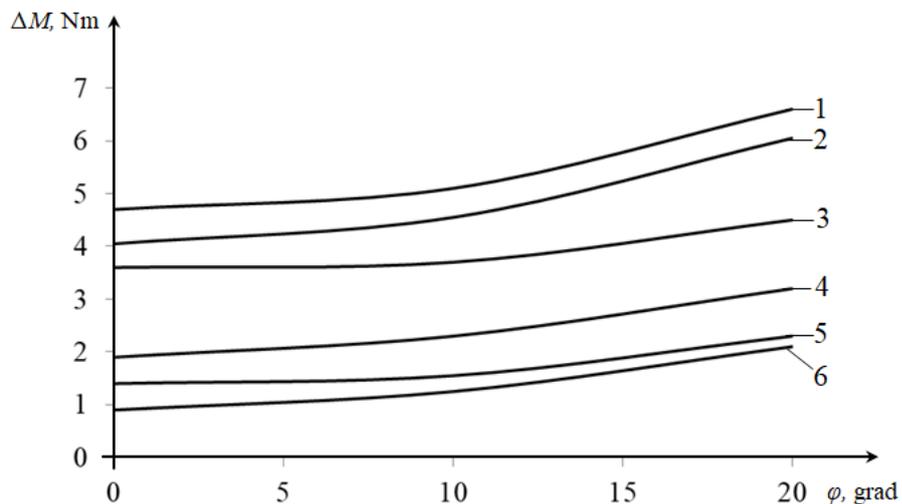
Рис.12. Графические зависимости амплитуд колебаний крутящих моментов на валах от коэффициентов жёсткости пружины в натяжном устройстве



1, 4- $n_2=200$ r/min; 2, 5- $n_2=150$ r/min; 3, 6- $n_2=100$ r/min

Рис. 13. Графические зависимости амплитуд колебаний крутящих моментов на валах от частоты вращения

Из графических зависимости, приведённого на рисунке 13, видно, что увеличение частоты вращения приводит к заметному уменьшению амплитуд колебаний крутящего момента ΔM_1 и ΔM_2 на валах. В частности, при частоте вращения 200 r/min амплитуда колебаний крутящего момента на ведомом валу цепной передачи ΔM_2 возрастает по нелинейному закону от 3,1 Nm до 4,2 Nm, тогда как при частоте вращения 100 r/min амплитуда колебаний крутящего момента на ведомом валу ΔM_2 увеличивается от 2,1 Nm до 3,2 Nm.



1, 4- $M=30$ Nm; 2, 5- $M=25$ Nm; 3, 6- $M=20$ Nm

Рис. 14. Графические зависимости колебаний крутящих моментов на валах от момента сопротивления

В частности, из рисунке 14 видно, что при увеличении момента сопротивления с 20 Nm до 30 Nm амплитуда колебаний крутящего момента на ведомом валу ΔM_2 находится в пределах 4,7–6,6 Nm. Наряду с этим, с

увеличением угла поворота коромысла амплитуда колебаний крутящих моментов на валах также возрастает. Так, при моменте сопротивления 30 Nm, частоте вращения 100 r/min и углах поворота коромысла 0°, 10° и 20° амплитуда колебаний крутящего момента на ведомом валу составляет в пределах 4,7–6,6 Nm.

На основании проведённых анализов можно отметить, что для обеспечения минимальных амплитуд колебаний крутящих моментов в валах цепной передачи, а также для её плавной и надёжной работы, необходимо стремиться к минимальному значению угла поворота коромысла.

В четвёртой главе диссертации, озаглавленной **«Внедрение цепной передачи с изменяемым межосевым расстоянием и расчёт экономической эффективности»**, приведены результаты исследований, посвящённых вопросам внедрения и расчёта экономической эффективности.

Предлагаемая цепная передача с переменным межосевым расстоянием обладает способностью обеспечивать равномерную передачу движения даже в случаях, когда геометрические размеры рабочих валов различны и изменяется расстояние между их осями. Обеспечение равномерности передачи движения, в свою очередь, снижает трение между валами и изготавливаемым полуфабрикатом.

Путём применения цепной передачи FAP №01974 к машине для прессования конусных полуфабрикатов определяется достигаемый экономический эффект.

Как известно, в любом обществе развитие социальной эффективности производства является основным фактором экономического роста. Именно поэтому в условиях свободной экономики повышение интенсивности общественного производства относится к числу важнейших задач.

В настоящее время количество многих ресурсов ограничено, и часть этих ресурсов импортируется из других стран. В связи с этим рациональное использование имеющихся ресурсов, повышение коэффициента полезного действия, а также привлечение как иностранных, так и национальных инвестиций в более приоритетные и экономически выгодные направления считаются целесообразными.

В результате внедрения предлагаемой цепной передачи с переменным межосевым расстоянием в производство установлено, что за 2880 часов рабочего процесса среднее количество остановок составило 14 раз, то есть остановки приходились в среднем на 14,4 часа рабочего времени. Это позволило предотвратить 5,4 часа простоев в течение 2880 часов работы предприятия. В итоге при механической обработке кожевенного полуфабриката удалось повысить производительность труда на 8–10 %.

Согласно проведённым расчётам, при применении предлагаемой цепной передачи с переменным межосевым расстоянием в механизме передачи сжимного барабана машины МЕЗДРЕНИЙ ожидаемый годовой экономический эффект составит 251 720 000 сумов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведённых исследований по теме диссертации на соискание учёной степени доктора философии (PhD) по техническим наукам «Исследование способов обеспечения натяжения цепи в цепных передачах с изменяющимся межосевым расстоянием» были сформулированы следующие выводы:

1. По результатам исследований была предложена конструкция цепной передачи с изменяющимся межосевым расстоянием которые быстро адаптируются к изменениям технологических процессов и обеспечивают автоматическое поддержание натяжения цепи.

2. На основании геометрического анализа пятизвенного рычажного механизма, эквивалентного цепной передаче с изменяющимся межосевым расстоянием, установлено, что ветви цепи равны и имеют одинаковые закономерности изменения, в связи с чем была определена закономерность изменения длины одной ветви цепи.

3. На основании проведённых теоретических исследований было получено аналитическое выражение, позволяющее определить силу натяжения ведущей ветви цепной передачи с изменяющимся межосевым расстоянием. Согласно проведённому анализу установлено, что при уменьшении межосевого расстояния натяжение ведущей ветви цепи также снижается.

4. Колебания цепи приводят к её сходу со звёздочек, ускоренному износу и повышению уровня шума. В исследуемой цепной передаче с изменяющимся межосевым расстоянием в процессе работы в ветвях цепи возникают провисы, что усиливает интенсивность колебаний. Поэтому требуется, чтобы коэффициент жёсткости пружины в натяжном устройстве был достаточно высоким.

5. В ходе проведённых экспериментальных исследований установлено, что при коэффициенте жёсткости пружины 350 N/m и средней частоте вращения 150 r/min амплитуда колебаний свободной ветви цепи составила $h = 4,5$ mm. При увеличении коэффициента жёсткости пружины до 550 N/m амплитуда колебаний уменьшилась до $h = 4,1$ mm, а при коэффициенте жёсткости 750 N/m – до $h = 3,2$ mm. При этом с увеличением жёсткости пружины натяжного устройства способность цепи к поглощению колебаний снижается, и пружина перестаёт выполнять функцию амортизатора.

6. Для обеспечения минимальных амплитуд колебаний крутящих моментов на валах цепной передачи, а также её плавной и надёжной работы необходимо стремиться к минимальному углу поворота коромысла.

7. Цепная передача с изменяющимся межосевым расстоянием была внедрена в производство при следующих параметрах: число зубьев ведущей звёздочки – 18, число зубьев ведомой звёздочки – 22, межосевое расстояние – 90 см, передаточное число – 1,2, длина коромысла – 70 см, шаг цепи – 15,875 мм, угол установки цепной передачи относительно вертикальной плоскости –

45°. В результате удалось предотвратить 5,4 часа простоев в течение 2880 часов рабочего процесса предприятия.

8. Предлагаемая цепная передача, в отличие от традиционной, обеспечивает равномерное натяжение цепи и стабильную работу машины для механической обработки кожаного полуфабриката. За счёт снижения эксплуатационных затрат годовой экономический эффект составил 251 720 000 сумов.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC
DEGREES PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01AT THE NAMANGAN STATE
TECHNICAL UNIVERSITY**

NAMANGAN STATE TECHNICAL UNIVERSITY

AKBAROV ABDURAXMON IMINJON OGLI

**STUDY OF METHODS OF ENSURING CHAIN TENSION IN CHAIN
DRIVES WITH VARIABLE CENTER DISTANCE**

**05.02.02 - Theory of mechanisms and machines. Teoretical engineering and machine
elements**

**DISSERTATION ABSTRACT OF DOCTORAL
OF PHILOSOPHY (PhD) ON TECHNICAL SCIENCES**

Namangan – 2025

The topic of the dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) has been registered with the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovations of the Republic of Uzbekistan under the number B2024.3.PhD/T4883.

The dissertation was carried out at the scientific Namangan State Technical University Namangan State Technical University

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website of the Scientific council (www.namdtu.uz) and at the Information and educational portal «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Scientific supervisor:	Turdaliyev Voxidjon Maxsudovich doctor of technical science, professor
Official opponents:	Djurayev Anvar Djurayevich doctor of technical sciences, professor Mirzakhonov Yunus Umarovich candidate of technical science, docent
Leading organization:	Andijan machinabuilding institute

The defense of the dissertation will be held at 10⁰⁰ on «21» 12 2025 year at the scientific council meeting No.PhD.03/30.12.09.2019.T.90.01 at the Namangan State Technical University (at the address: 12, Islam Karimov street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23; Fax: (+99869) 234-15-23, (e-mail: www.namdtu.uz))

The dissertation is available at the Information-resource center of the the Namangan State Technical University (registration number 100). Address: Namangan State Technical University (at the address: 12, Islam Karimov street, Namangan, 160103. Tel: (+99869) 234-15-23; Fax: (+99869) 234-15-23, (e-mail: www.namdtu.uz)).

The abstract from the thesis is distributed « 9 » 12 2025 y.
(Mailing protocol №. 82 10 « 30 », 2025 y).




N.G. Bayboboyev
Chairman of the scientific council for awarding of scientific degrees, doctor of technical sciences, professor

V.M. Turdaliyev
Scientific secretary of scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, professor


A.H. Umurzakov
Chairman of the scientific seminar under the scientific council awarding scientific degrees, doctor of technical sciences, docent

INTRODUCTION (abstract of PhD dissertation)

The purpose of the study is to investigate methods for ensuring chain tension in chain drives with variable center distance.

Taska of the research:

analyze chain tensioning methods, their impact on performance indicators and calculation methods;

develop a design for a chain drive with variable center distance for drives of process machines;

conduct a theoretical study of changes in the length of chain branches in a chain drive with variable center distance;

derive an analytical expression that allows determining the tension force in the chain branches by means of dynamic analysis of a chain drive with variable center distance;

study the oscillations of chain branches using a theoretical method in order to identify patterns of oscillation;

determine the torques on the shafts and the patterns of oscillations of the free chain branch based on experimental studies.

The object of the research is a chain transmission with variable center distance in the mechanism for transmitting rotation of rotary working parts of technological machines.

The subject of the research is dynamic and mathematical models of chain transmission with variable center distance, its parameters, operating modes and oscillations, as well as patterns of their change.

Research methods. The study used a set of methods, including: analytical methods of theoretical mechanics, theory of mechanisms and machine parts-to substantiate the geometric and dynamic parameters of the developed chain drives; the method of mathematical modeling-to solve dynamic problems; as well as methods of testing technological machines and strain measurement-when conducting experimental studies.

The scientific novelty of the study is as follows:

efficient designs of chain transmission with variable center distance for drives of working bodies of technological machines have been developed, providing automatic chain tension and allowing for quick adaptation of working bodies to the technological process;

an analytical expression has been obtained for determining the tension force arising in the leading branch of the chain due to the force of the spring of the tensioning device, while taking into account the coefficient depending on the angle of inclination of the leading branch of the chain and the action of the centrifugal force;

an analytical expression has been derived that allows for determining the resulting tension force in the leading branch of the chain of transmission with variable center distance taking into account the force of the spring of the tensioning device;

an analytical expression has been obtained for determining the length of the chain branch in the new design of chain transmission with variable center distance, taking into account the change in the length and angle of rotation of the rocker arm.

The practical results of the study are as follows:

a design of a chain transmission with a variable center distance for drives of rotary working parts of technological machines has been developed, providing automatic chain tension and the ability to adapt to changes in technological processes;

when using a chain transmission with a variable center distance in the drive of a machine for mechanical processing of semi-finished hides, it was possible to increase its productivity by 8-10%.

The reliability of the research results is explained by the fact that the research was conducted using modern methods and means; the theoretical substantiation of the chain transmission parameters was carried out on the basis of the provisions of theoretical mechanics and higher mathematics; experimental studies were carried out using strain gauge methods; positive test results of the machine for mechanical processing of semi-finished product skins, developed on the basis of the research conducted, as well as its implementation in practice.

Approbation of research results. The results of the dissertation research were discussed at 5 scientific and practical conferences, including 2 international and 3 national ones.

Publication of research results. A total of 8 scientific papers have been published on the topic of the dissertation, including 3 articles in scientific journals recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for the publication of the main scientific results of doctoral dissertations, of which 2 were published in national and 1 in a foreign journal.

Volume and structure of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, general conclusions, a list of references and appendices. The volume of the dissertation is 97 pages.

ЭЪЛОН ҚИЛИНГАН ИШЛАР РЎЙХАТИ
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I бўлим (I часть; I part)

1. Турдалиев В.М., Акбаров А.И., Улмасов С.А., Мадаминов С.М. Расчет натяжения в ведущей ветви цепи цепной передачи с переменным межосевым расстоянием // Проблемы механики. – Тошкент, 2024. – №2. – С. 48-53. (05.00.00; № 6).

2. Turdaliyev V.M., Akbarov A.I. Theoretical Determination of Changes in Chain Networks Lengths // American Journal of Mechanics and Applications. – USA, 2025. – pp. 40-44. (05.00.00; № 28).

3. Турдалиев В.М., Акбаров А.И., Тўйчиева В.М. Theoretical study of the vibration of chain networks // Scientific and Technical Journal of NamIET. – Наманган, 2025. – №2. – Б. 259-264. (05.00.00; № 33).

II бўлим (II часть; II part)

4. Акбаров А.И., Турдалиев В.М., Ўлмасов С.А. Изучение изменения натяжения в ведущей ветви цепи цепной передачи с переменным межосевым расстоянием// 9-я Всероссийская национальная научно-практическая конференция ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ СОВРЕМЕННОГО ОБЩЕСТВА сборник научных статей 8-й Международной научной конференции. – Россия, 2024. – С. 392-396.

5. Акбаров А.И. Ўқлараро масофаси ўзгарувчан занжирли узатмани назарий тадқиқ этиш// “Ресурсо-и энергосберегающие инновационные технологии в литейном производстве” Международная научная и научно-техническая конференция. – Тошкент, 2024. – Б. 2-3.

6. Акбаров А.И. Занжирли узармаларни тармоқларидаги таранглик кучларини ҳисоблаш методлари бўйича ўтказилган татқиқотлар таҳлили // “Тасвирий санъат фанларини ўқитишда замонавий илм-фан муаммолари ва истиқболлари” мавзусидаги республика илмий-амалий конференцияси. – Қўқон, 2024. – Б. 190-194.

7. Акбаров А.И. Ўқлараро масофаси ўзгарувчан занжирли узатмаларни ҳисобласш усулари бўйисча ўтказилган назарий татқиқотлар таҳлили// “Тасвирий санъат фанларини ўқитишда замонавий илм-фан муаммолари ва истиқболлари” мавзусидаги республика илмий-амалий конференцияси. – Қўқон, 2024. – Б. 206-209.

8. Patent UZ. № FAP 2021 0047. Zanjirli uzatma / Turdaliyev V., Qosimov A., Akbarov A., Komilov S. 30.06.2022.

Avtoreferat Namangan davlat texnika universiteti
“Mexanika va texnologiya” ilmiy jurnali taxririya-tida taxrirdan o‘tkazildi va
o‘zbek, rus, ingliz tillaridagi mosligi tekshirildi (04.12.2025 y)

Bosishga ruxsat etildi 06.12.2025 y.
Bichimi 60x84 $\frac{1}{16}$. «Times New Roman»
Garniturada raqamli bosma usulida bosildi.
Shartli bosma tabog‘i 3. Adadi 80 nusxa.
Buyurtma № 71

“Vodiy Poligraf” MCHJ bosmaxonasida chop etildi.
Namangan sh., 5-kichik tuman, G‘alaba ko‘chasi, 19-u.