

**NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/30.09.2023.T.66.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI

ALIYEV ELMUROD BOTIRJONOVICH

**CHIGITNI TA'MINLASH BARABANINING SAMARALI
KONSTRUKSIYASINI ISHLAB CHIQISH VA PARAMETRLARINI
ASOSLASH**

05.02.03 – Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari

**TEXNIKA FANLARI bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertasiyasi
AVTOREFERATI**

Namangan – 2025

Falsafa doktori (PhD) dissertasiyasi avtoreferati mundarijasi
Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD)
Contents of dissertation abstract of doctor of Philosophy (PhD)

Aliyev Elmurod Botirjonov

Chigitni ta'minlash barabanining samarali konstruksiyasini ishlab chiqish va parametrlarini asoslash..... 3

Алиев Элмурод Ботиржонович

Разработка эффективной конструкции питательного барабана и обоснование его параметров..... 21

Aliev Elmurod Botirjonovich

Development of an efficient design of a feed drum and justification of its parameters..... 39

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ

List of published works 42

**NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/30.09.2023.T.66.01 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

NAMANGAN MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI

ALIYEV ELMUROD BOTIRJONOVICH

**CHIGITNI TA'MINLASH BARABANINING SAMARALI
KONSTRUKSIYASINI ISHLAB CHIQISH VA PARAMETRLARINI
ASOSLASH**

05.02.03 – Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari

**TEXNIKA FANLARI bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertasiyasi
AVTOREFERATI**

Namangan – 2025

Falsafa doktori (PhD) dissertasiyasi mavzusi O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta’lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.2.PhD/T4673 raqami bilan ro‘yxatga olingan.

Dissertasiya ishi Namangan muhandislik – texnologiya institutida bajarilgan.

Dissertasiya avtoreferati uch tilda (o‘zbek, rus, ingliz (rezyume) Ilmiy kengash veb-sahifasida va «Ziyonet» axborot-ta’lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Mamaxonov A’zam Abdumajitovich
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Sayidmurodov Mirzoxid Mirzraximovich
texnika fanlari falsafa doktori, dotsent

Turdaliyev Voxid Maqsudovich
texnika fanlari doktori, professor

Yetakchi tashkilot:

Andijon mashinasozlik instituti

Dissertasiya himoyasi Namangan muhandislik-texnologiya instituti huzuridagi PhD.03/30.09.2023.T.66.01 raqamli Ilmiy kengashning 2025 yil «02» may soat 14⁰⁰ da o‘tkaziladigan majlisida bo‘ladi (Manzil: 160115, Namangan shahri, Kosonsoy ko‘chasi, 7-uy. Tel.: (99869) 228-76-75; faks: (99869) 228-76-71; e-mail: niei_info@edu.uz).

Dissertasiya bilan Namangan muhandislik-texnologiya instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (380 - raqam bilan ro‘yxatga olingan). (Manzil: 160115, Namangan sh., Kosonsoy ko‘chasi, 7-uy. Tel.: +99869 228-76-75; faks: +998 69 228-76-71).

Dissertasiya avtoreferati 2025 yil «16» aprel kuni tarqatildi.

(2025 yil «22» feraldagi 29/3-raqamli reestr bayonnomasi).

A.M.Maxkamov

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash raisi,
texnika fanlari doktori, dotsent

Sh.Maxsudov

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash ilmiy kotibi,
texnika fanlari falsafa doktori, dotsent

N.M.Safarov

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash qoshidagi
ilmiy seminar raisi, texnika fanlari doktori, professor

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertasiyasi annotasiyasi)

Dissertasiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda mashinasozlikning barcha tarmoqlarida resurstejamkor, ish unumi yuqori, raqobatbardosh mahsulot ishlab chiquvchi texnologik mashina va mexanizmlarning samarali konstruksiyalarini yaratish hamda ularni qo'llash yetakchi o'rinlardan birini egallamoqda. «Dunyo bo'ylab avtomatik boshqaruv tizimlari asosida ishlaydigan energiya tejamkor texnologik mashinalarni joriy etish orqali iqtisodiy samaradorlikka erishish imkoniyati mavjudligini inobatga olsak»¹, texnologik jarayonlarni bajarishda samarali, ishonchli ishlay oladigan ta'minlash qurilmalarini yaratish hamda yuritma uzatmalarini takomillashtirish amaliyotga joriy etishni taqozo etadi. Shu jihatdan, energiya tejoyvchi, ish unumi barqaror bo'lgan ta'minlash qurilmalarini yaratish hamda zarb kuchlarini kamaytiradigan qayishqoq elementli zanjirli uzatmalardan uning yuritmalarida keng foydalanish muhim ahamiyatga ega hisoblanadi.

Jahonda mashinasozlikning jadal sur'atlar bilan rivojlanishi, ta'minlash qurilmalarini ishonchli, resurstejamkor hamda zanjirli uzatmalarning kinematik va dinamik imkoniyatlari keng bo'lgan turlarini yaratishni; shuningdek, ularni hisoblashning fundamental asoslarini ishlab chiqishga yo'naltirilgan ilmiy-tadqiqot izlanishlari olib borilmoqda. Bu borada, ayniqsa, ta'minlash qurilmalarining ish unumdorligi yuqori va aniq bo'lgan konstruksiyalarini yaratish hamda zanjirli uzatmalarda ishqalanishni, yeyilishni, shovqin va titrashni kamaytirish, jumladan, yog'-moy sanoatining turli texnologik mashinalari yuritmalarida ishlatiladigan texnologik jarayonga moslashadigan, tarkibli, qayishqoq elementli zanjirli uzatmalarning konstruksiyalarini yaratish, ularning texnik parametrlarini asoslash bo'yicha maqsadli ilmiy izlanishlarni olib borishga alohida e'tibor berilmoqda.

Respublikamizda mashinasozlikni jadal rivojlantirish, resurstejamkor mashina va mexanizmlar konstruksiyalarini yangi samarali turlarini yaratish bo'yicha chuqur fundamental hamda amaliy tadqiqotlar olib borish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda; jumladan, ta'minlash qurilmalarini samarali, resurstejamkor konstruksiyalarini ishlab chiqish, yuritish mexanizmlari uchun kinematik va dinamik imkoniyatlari keng bo'lgan zanjirli uzatmalarning yangi konstruksiyalarini ishlab chiqishga alohida e'tibor qaratilmoqda. 2022-2026-yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan, «...sanoat tarmoqlarida yo'qotishlarni kamaytirish va resurslarni ishlatish samaradorligini oshirish» bo'yicha muhim vazifalar belgilab berilgan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda, jumladan, yog'-moy sanoatidagi ta'minlash qurilmasining energiya va resurstejamkor konstruksiyasini yaratish, yuritish mexanizmi uchun tarkibli qayishqoq elementli zanjirli uzatmalarning yangi istiqbolli konstruksiyalarini ishlab chiqishning fundamental asoslarini yaratish muhim ahamiyat kasb etmoqda. O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2017-yil 30-noyabrdagi PQ-416 son "O'zbekiston Respublikasi Innovatsion rivojlanish vazirligi faoliyatini tashkil etish" to'g'risidagi Qarori, 2018-yil 19-yanvardagi PQ-3484 son "Yog'-moy tarmog'ini jadal rivojlantirish chora-tadbirlari" to'g'risidagi Qarori, O'zbekiston

¹ <https://www.usaid.gov/energy/efficiency/basics/technologies>

Respublikasi Vazirlar Mahkamasining 2018-yil 12-yanvardagi “Ilmiy-innovatsion ishlanma va texnologiyalarni ishlab chiqarishga tatbiq etishning samarali mexanizmlarini yaratish chora-tadbirlari” to‘g‘risidagi qarorlari 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 ustivor yo‘nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining II “Energetika, energiya va resurstejamkor texnologiyalari, resurstejamkorlik” ustivor yo‘naishi doirasida bajarilgan.

Muammoni o‘rganilganlik darajasi. Dunyo olimlari tomonidan yuqori unumdorlik ko‘rsatkichi barqaror yuqori unumdorlik ko‘rsatkichiga ega bo‘lgan ta‘minlash barabani va texnologik mashinalar yuritmalari uchun samarali uzatish mexanizmlari konstruksiyalarini yaratish, nazariy asoslarini o‘rganish, texnik-texnologik imkoniyatlarini kengaytirish bo‘yicha tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Ta‘minlash qurilmalarining samarali konstruksiyalarini yaratish, texnologik parametrlarini asoslash, oqim parametrlarini optimallashtirish va tadqiq etish bilan xoriyda Jie Guo, A.W.Jenike, A.W.Roberts, E.J.Benink, K.Shinohara, Y.Idemitsu, K.Gotoh, T.Tanaka, H.Janssen, W.Reisner, M.E.Rothe, J.Schwedes, D.Schulze, G.G.Enstad, A.W.Roberts, D.M.Walker, J.K.Walters, K.Shinoharalar shug‘ullanishgan.

James C. Conwel, G.E. Johnson, R.A. Morrison, R.Ch. Binder, G. Bouillon, G.V. Tordion, C.K. Chen, F. Freudenstein, N. Fuglede, J.J. Thomsen, S.L. Pedersen, J.M. Hansen, J.A.C. Ambrosio, A.L. Thurman, C.D. Mote, S.T. Ariaratnam, S.F. Asokanthan, H. Zheng, Y.Y. Wang, G.R. Liu va boshqa olimlar tomonidan texnologik mashinalar yuritmalari uchun resurstejamkor zanjirli uzatmalar konstruksiyalarini ishlab chiqish, ularning kinematik va dinamik imkoniyatlarini kengaytirish kabi dolzarb masalalar bo‘yicha tadqiqotlar olib borilgan.

Mazkur yo‘nalishda Mustaqil Davlatlar Hamdo‘stligi (MDH) davlatlarining taniqli olimlari - Н.С. Ачеркан, Н.В. Воробьев, Д.Н. Решетов, И.П. Глушенко, И.И. Ивашков, А.А. Петрик, Г.Б. Столбин, А.А. Готовцев, Г.К. Рябов, С.А. Метильков, А.В. Пунтус, С.А. Дубиняк, П.Н. Учаев, О.И. Остапенко, С.Б. Бережной va boshqalar ham muhim ilmiy izlanishlar olib borgan.

Respublika olimlari - X.X. Usmonxo‘jayev, A. Jo‘rayev, K.A. Karimov, R.I. Karimov, Sh.P. Alimuxamedov, A. Aizayev, X.T. Ahmedxo‘jayev, R.M. Muradov, J. Muhammadov, V.M. Turdaliyev, A. Mamaxonovlarning tadqiqot ishlari esa texnologik mashinalarning yangi, samarali konstruksiyalarini yaratish hamda yuritma mexanizmlari uchun kinematik va dinamik imkoniyatlari kengaytirilgan konstruksiyalarni ishlab chiqishga qaratilgan. Ushbu tadqiqotlarda tukli chigitning fizik-mexanik xossalarini inobatga oluvchi ta‘minlash qurilmasi uchun vibratsion harakatlanuvchi baraban konstruksiyalarini yaratish, oqim parametrlarini asoslash hamda texnologik yuklanishga moslashuvchan zanjirli uzatma konstruksiyalarini ishlab chiqish bo‘yicha tadqiqotlar yetarlicha o‘tkazilmagan.

Dissertatsiya tadqiqotining bajarilgan oliy ta‘lim muassasasining ilmiy tadqiqot ishlari rejalari bilan bog‘liqligi. Mazkur dissertatsiya tadqiqoti Namangan muhandislik-texnologiya institutining YoF-2-3 “Texnologik mashinalar

uzatmalaridagi tarkibli yulduzchali va qayishqoq taranglash rolikli, resurstejamkor zanjirli uzatmalarning kinematik va dinamik hisoblashning ilmiy asoslari (2016-2017)”, YoOT-Atex-2018-93 “O‘simliklardan yog‘ ishlab chiqarish texnologik mashinalari yuritmasidagi zanjirli uzatmalari resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish va parametrlarini hisoblash (2018-2019)” mavzularidagi fundamental va amaliy loyihalari doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi. Tukli chigitni ta‘minlash barabani va unga harakatni uzatuvchi resurstejamkor samarali qayishqoq elementli zanjirli uzatmalar konstruksiyalarini yaratish hamda ularning ishchi parametrlarini asoslashdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

tukli chigitning fizik-mexanik xossalarini aniqlash va mos holda ta‘minlash qurilmasining vibratsion harakatlanuvchi va samarali barabani konstruksiyasini ishlab chiqish,

texnologik mashinalar yuritmalari uchun qayishqoq elementli zanjirli uzatmalarning samarali konstruksiyalarini ishlab chiqish,

tukli chigitning fizik - mexanik hossalarni inobatga oluvchi, oqim parametrlarini ifodalovchi qonuniyatlarni olish,

yuritmaning kinematik hisobi asosida tarkibli rolikli zanjirli uzatmaning parametrlarini aniqlash,

ta‘minlash barabanining statik va dinamik tebranishlarini nazariy va amaliy tadqiq etish,

ta‘minlash qurilmasi quvvat parametrlarini avtomatik nazorat qilish interfeys dasturini ishlab chiqish,

ta‘minlash barabani va zanjirli uzatmalarning tajribaviy nusxalarini yaratish, ishchi valdagi kinematik va dinamik parametrlarni tajribaviy usulda ishchi rejimlarda o‘lchash,

ishlab chiqarish sharoitida yangi zanjirli uzatmasi bo‘lgan ta‘minlash qurilmasini sinovdan o‘tkazish,

texnologik parametrlarni aniqlash hamda ishlab chiqarishga qo‘llash uchun tavsiyalar ishlab chiqish, iqtisodiy samaradorlikni aniqlash.

Tadqiqotning ob‘yekti sifatida, yog‘- moy sanoatida bunkerdagi chigitni linterlash mashinalariga ta‘minlab beruvchi qurilma barabani va uning yuritmasidagi zanjirli uzatmasi olingan.

Tadqiqotning predmetini. Ta‘minlash barabani va zanjirli uzatmalar konstruksiyalari, kinematik va dinamik bo‘g‘lanishlari, ta‘minlash parametrlari va ularning xarakteristikalari, hisoblash sxemalari, matematik va dinamik modellari, harakat qonunlari hamda parametrlarining tavsiya etilgan qiymatlari tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida ta‘minlash barabani va qayishqoq elementli zanjirli uzatmadagi yuklanishlar, tebranish va harakat qonunlarini aniqlashda oliy matematika, materiallar qarshiligi, mashina va mexanizmlar nazariyasi, tebranishlar nazariyasi, mashinalar dinamikasi, ishchi qismlarining harakat rejimlarini asoslashda mashinasozlik va texnologik mashinalarni sinash usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

chigitning bunker devoridagi ishqalanish koeffitsiyenti va barabanning tebranma harakatini inobatga olgan holda bunker chiqish teshigidagi vertikal bosimni, ta'minlash barabaniga ta'sir etuvchi yuklanishni, chigit qatlamini kesuvchi kuchni, chigit oqimi miqdorini aniqlashning matematik modeli ishlab chiqilgan,

tashqi kuch ta'siridagi baraban bo'lagining tebranish qonuniyatini ifodalovchi dinamik modeli olinib, prujina bikirligining ortishi baraban tebranish chastotasini ortishiga olib kelishi aniqlangan. Prujina bikirligi, baraban bo'lagining tebranish chastotasi bo'lganda chigit oqimini bir me'yorda bo'lishi asoslangan,

vibratsion baraban va uni harakatga keltiruvchi tarkibli rolikli zanjirli uzatmani qo'llanilganda ta'minlash unumdorligi 1,13 martaga ortganligi, zanjirli uzatmaning ishlash resursi 1,15 martaga ortganligi aniqlangan,

tajribaviy usulda vibratsion baraban va uni harakatga keltiruvchi tarkibli rolikli zanjirli uzatma ta'minlash qurilmasida qo'llanilganda ta'minlash barabani validagi burovchi moment va aylanish chastotasini o'zgarish qonuniyatlari ta'minlash unumdorligiga bog'liq ravishda bo'lishi va burovchi moment tebranish oralig'ining chiziqsiz qonuniyatda ortishi aniqlangan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

Chigitni fizik-mexanik xossalariga mos holda oqim parametrlarini uzluksiz ta'minlash imkonini beruvchi ta'minlash barabani qurilmasi va uning yuritmasi uchun zanjirli uzatmaning resurstejamkor konstruksiyasi ishlab chiqilgan;

Vibratsion harakatlanuvchi baraban joriy etilishi natijasida, chigitni ta'minlanish jarayoni uzluksizligi ta'minlangan. Natijada chigitni ta'minlash unumdorligi mavjud baraban ishlatilgan holga nisbatan 1,13 martaga yuqori bo'lgan. Ta'minlash qurilmasi yuritmasidagi mavjud zanjirli uzatma ishchi resursi 1,0 bo'lganda, tavsiya etilgan qayishqoq elementli zanjirli uzatma ish resursi 1,15 ya'ni, 15% ga ortiq bo'lgan, zanjirli uzatmada zanjir bo'lagining nisbiy uzayishi 2,4% bo'lsa, tavsiya qilingan zanjirli uzatmada zanjir bo'lagining nisbiy uzayishi 1,2%ni tashkil etganligi hisobiga energiya va resurs sarfi kamayishi aniqlangan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Izlanishlarning zamonaviy usullar va vositalardan foydalangan holda o'tkazilganligi, nazariy va amaliy tadqiqotlar natijalarining o'zaro adekvatligi, bajarilgan tadqiqotlar asosida ishlab chiqilgan zanjirli uzatmalar konstruksiyalari va texnologik mashinalar yuritmalariga tadbiiq etib, olingan nazariy ko'rsatkichlarni ishlab chiqarish sinovlari ko'rsatkichlari bilan taqqoslash natijalari orqali asoslanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati tukli chigitlarning hosildor navlarining fizik-mexanik xossalarini aniqlanganligidadir, bunker devoridagi ishqalanish koeffisienti va barabanning tebranma harakatini inobatga olgan holda bunker chiqish teshigidagi vertikal bosim, ta'minlash barabaniga ta'sir etuvchi yuklanish, chigit qatlamini kesuvchi kuch, chigit oqimi miqdorini aniqlash qonuniyatlari, bog'lanish grafiklari, shuningdek tarkibli rolikli zanjirli uzatmani asosiy parametrlarini aniqlash ifodalari, ta'minlash

barabanining tebranma harakatini ifodalovchi dinamik modeli, ta'minlash qurilmasining asoslangan parametrlari qiymatlari, texnologik mashinalar yuritmalarini hisoblash nazariyasi, mashina detallarini fanini zanjirli uzatmalarini hisoblash metodlari nazariy asoslarini to'ldirilganligi bilan izohlanadi.

Olingan natijalarning amaliy ahamiyati yaratilgan ta'minlash barabani va uni harakatga keltiruvchi samarali zanjirli uzatmalarining konstruksiyalari ishlab chiqilganligi hamda ularni yog'moy sanoati mashina agregatlarida qo'llanilganligi, ish unumi va resursini ortganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Ta'minlash qurilmasi barabani va uni harakatga keltiruvchi zanjirli uzatmalarining yangi, resurstejamkor konstruksiyalarini yaratish bo'yicha olingan natijalar asosida:

Qayishqoq elementli zanjirli uzatmalar konstruksiyasilariga O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk agentligining 2 ta ixtiro va 1 ta foydali modelga patentlari olingan. Natijada, ta'minlash barabani yuritmalarida harakatni uzatish mexanizmlari ishlash muddati va ishonchligini oshirish, ish zonalarida shovqin darajasini kamaytirish imkoni yaratilgan;

Ta'minlash barabani va unga harakatni uzatish mexanizmlari ratsional parametrlari "Namangantolatekstil" MChJda joriy etilgan (Yog'moy sanoati korxonalari uyushmasining 2024 yil 30 avgustdagi KC/3-291-son ma'lumotnomasi). Natijada texnologik tizimda tukli chigit ta'minlanishini uzluksiz bir me'yorda ta'minlanishi yo'lga qo'yilgan va yuritmalarining to'xtalishlar sonini o'rtacha 2 marta kamayishiga, chigitni linterlash mashinalariga taqsimlab beruvchi baraban yuritmasining ish unumi yillik 1,13 marta oshishiga hamda yuritmalarining ishchi resursi 1,15 marta oshishiga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprobasiyasi. Dissertatsiyaning tadqiqot natijalari 7 ta, jumladan, 5 ta xalqaro va 2 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o'tkazilgan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi bo'yicha jami 15 ta ilmiy ish chop etilgan. O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining doktorlik (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etishga tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 11 ta maqola, jumladan, 10 tasi respublika va 1 tasi xorijiy jurnallarda, shuningdek, 1 ta monografiya chop etilgan. O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk markazining ixtiro uchun 2 ta va foydali model uchun 1 ta patenti, EHM uchun 1 ta dasturiy guvohnoma olingan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to'rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat bo'lib, uning hajmi 118 betni tashkil etadi.

DISSERTASIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari shakllantirilgan, tadqiqotning obyekti va mavzusi tavsiflangan, tadqiqotning O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga muvofiqligi ko'rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, natijalarning amaliyotga joriy etilishi

berilgan, chop etilgan ilmiy ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

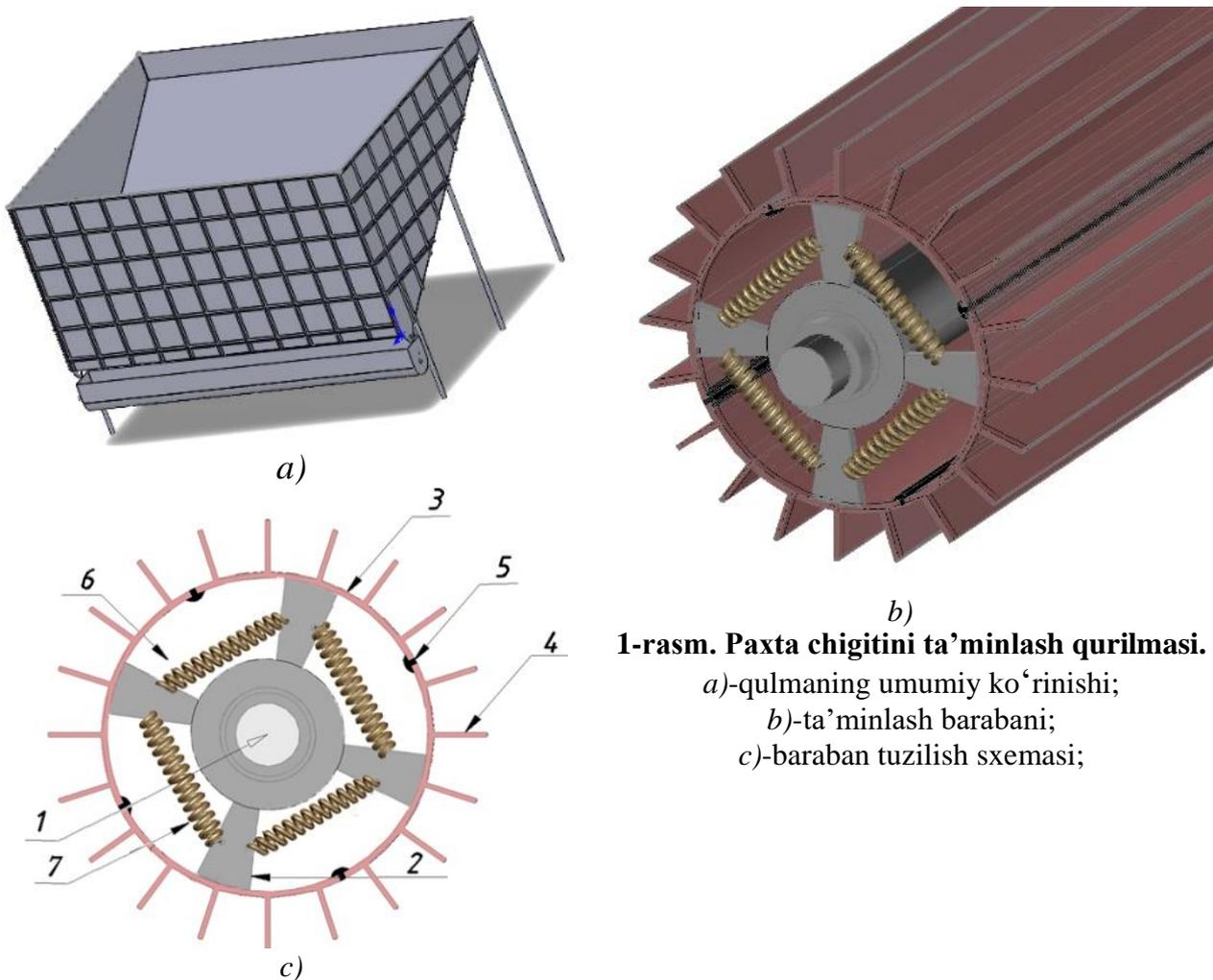
Dissertatsiyaning **“Sochiluvchan mahsulotlarni ta'minlash qurilmalari va zanjirli uzatmalarning samarali konstruksiyalarini ishlab chiqish bo'yicha tadqiqotlar tahlili”** deb nomlangan birinchi bobida sochiluvchan mahsulotlarni ta'minlash qurilmalari va texnologik mashinalar yuritmalarida qo'llaniladigan zanjirli uzatmalarning konstruktiv xususiyatlari tahlili keltirilgan. Ta'minlash qurilmasining samarali konstruksiyasini ishlab chiqish asosida, bugungi kunda yuqori hosildorlikka ega chigit navlarining fizik-mexanik xossalari tadqiqi amalga oshirilgan.

Tukli chigitning fizik-mexanik xossalari zamonaviy tajriba qurilmalari vositasida aniqlandi: nisbiy namlik $M_n = 9,4383\%$; chigitning o'rtacha uzunligi $l_{ch} = 9,65 \text{ mm}$; eni $b_{ch} = 5,37 \text{ mm}$; qalinligi $h_{ch} = 5,40 \text{ mm}$; o'rtacha geometrik diametri $D_g = 6,54 \text{ mm}$; o'rtacha arifmetik diametri $D_a = 6,8 \text{ mm}$; hajmi $V_{ch} = 147,2 \text{ mm}^3$; sferikligi $\Phi = 67,80\%$; yassi yuzasi $A_f = 43,22 \text{ mm}^2$; ko'ndalang sirt yuzasi $A_t = 22,82 \text{ mm}^2$; kontakt yuzasi $C_{ch} = 46,46 \text{ mm}^2$; sirt yuzasi $A_{ch} = 131 \text{ mm}^2$; bir dona chigitning o'rtacha massasi $m_{ch} = 0,1102 \text{ g}$; hajmiy zichligi $\rho_h = 0,4696 \text{ g/cm}^3$; haqiqiy zichligi $\rho_x = 1,086 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$; g'ovaksimonligi $P_f = 56,45\%$; proyeksiya yuzasi $47,35 \text{ mm}^2$; muvozanat burchagi $\phi = 46^{\circ}40'$, statik ishqalanish koeffitsienti, yumshoq po'latda $\mu = 0,34$; fanerada $\mu = 0,36$ va shishada $\mu = 0,23$ ni tashkil etdi. Shuningdek, tukli chigitlarning o'rtacha yorilish kuchi $F = 61,24 \text{ N}$ ni tashkil etgan bo'lsa, deformatsiya nisbatining o'rtacha qiymati $4,32\%$ ga tengligi aniqlangan.

Dissertatsiyaning **“Chigitni ta'minlash kompleks qurilmasi konstruksiyasini ishlab chiqish va yuritma uzatish mexanizmlarini loyihalash”** deb nomlangan ikkinchi bobida tukli chigitning fizik-mexanik xossalari muvofiq, chigitni ta'minlash qurilmasining samarali konstruksiyasi ishlab chiqildi.

Taklif etilgan tukli chigitni taqsimlash barabani konstruksiyasi 1-rasmda keltirilgan. Ta'minlash barabani: val (1), trapetsiyasimon shaklli diska (2) va unga payvandlash yo'li bilan mahkamlangan chorak qisimli baraban bo'laklari (3), baraban sirtida joylashgan planka (4), baraban bo'lak (3)larini orasidagi tirqishlarni yopib turuvchi rezina tiqin (5) hamda trapetsiya shaklli sterjenlarning og'irlik markazlarini bog'lovchi bikrligi k_1 (6) va k_2 (7) bo'lgan prujinalardan iborat. Konstruksiya quyidagi tartibda harakatlanadi: Val (1) dan harakat trapetsiya shaklli disk (2) orqali baraban (3) sirtida joylashgan plankalar (4) ga uzatiladi. Bunker chiqish teshigidagi chigit qatlami baraban planka (4) lari orqali ma'lum qalinlikda kesib olinib, aylanma harakat orqali keying bosqichga uzatiladi. Bu jarayon baraban bo'laklari plankalarining har biri bilan takrorlanadi. Chigit qatlamini kesish natijasida yuzaga keluvchi qarshilik kuchi o'z navbatida planka (4) ga ta'sir qilganda uni aylanish harakatiga qarama-qarshi tomonga buraydi. Baraban (3)ning chorak bo'lagi ham val (1) ga nisbatan aylanish yo'nalishiga teskari tarzda kichik qiymatda deformatsiyalanadi. Bu esa o'z navbatida trapetsiyasimon shaklli disk (2)larga mahkamlangan (bikrliklari ikki xil bo'lgan) prujinalarni kichik qiymatda birini cho'zilishiga sabab bo'lsa, ikkinchisini siqilishiga sabab bo'ladi. Prujina (6) va (7) larning bikirliklarining o'zaro farqi hisobiga yig'ilgan potensial energiya o'z navbatida baraban bo'lagi (3) va unda joylashgan planka (4)

larni kichik qiymatda tebranishini ta'minlaydi. Buning natijasida ilashishda bo'lgan tukli chigit qatlamining tebranishi yuzaga keladi. Bu esa baraban (3) planka (4) lari oraliqlarini chigit bilan to'lish samaradorligini oshirib, chigitning bunkerdagi oqimi uzluksizligini ta'minlaydi. Deformatsiyalanish natijasida yuzaga keluvchi baraban bo'laklari orasida tirqishlar, rezina (5)lar orqali doimo yopilib turadi. Bu esa chigitlarni baraban ichiga tushib ketish holatini oldini oladi.



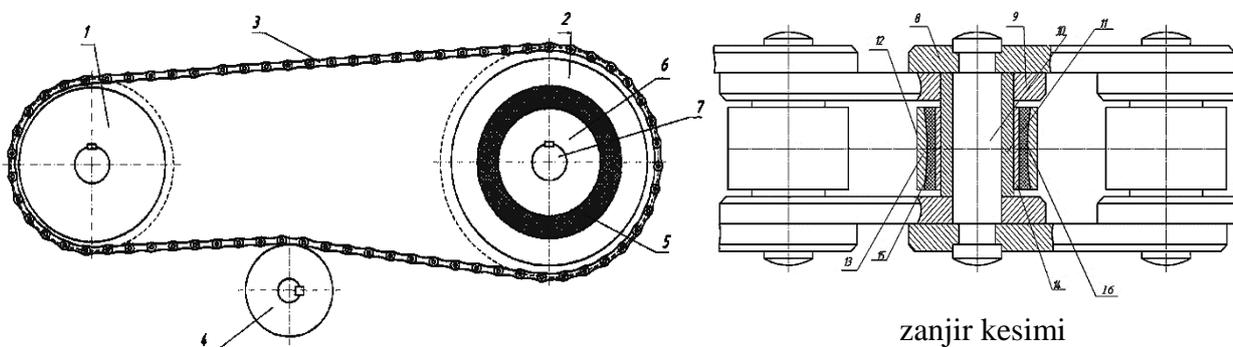
1-rasm. Paxta chigitini ta'minlash qurilmasi.

- a)-qulmaning umumiy ko'rinishi;
- b)-ta'minlash barabani;
- c)-baraban tuzilish sxemasi;

Sochiluvchan mahsulotlarni ta'minlash qurilmalarining konstruktiv xususiyatlari va zanjirli uzatmalar bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar tahlili asosida texnologik yuklanishlarga moslashuvchan zanjirli uzatmalarning samarali konstruksiyalari ishlab chiqildi (2-rasm).

Taklif etilayotgan zanjirli uzatma konstruksiyasi yetakchi yulduzcha (1), yetaklanuvchi yulduzcha (2) va ularni qamrovchi zanjir (3), taranglovchi rolik (4) dan iborat. Yetaklanuvchi yulduzcha tarkibli qilib tayyorlangan bo'lib, tashqi qism tish gardishi (2), asos (6), chiquvchi val (7) va qayishqoq vtulka (5) dan iborat. Zanjir (3) ichki (9) va tashqi (8) plastinalar, valik (10), vtulka (11) hamda tarkibli rolik (12) dan iborat. Tarkibli rolik ichki (13) va tashqi (14) vtulkalar hamda ularning oralig'ida joylashgan qayishqoq element (rezina 15) dan iborat. Qayishqoq element (15) tashqi sirti (16) botiq ko'rinishga ega bo'lib, tashqi vtulka (8) ning ichki tomoniga mos holda tayyorlangan. Yetakchi yulduzcha (1) dan yetaklanuvchi yulduzcha (2) ga harakat zanjir (3) orqali uzatiladi. Keyinchalik harakatni yetaklanuvchi yulduzcha (2)

qayishqoq vtulka (5) va asos (6) orqali chiquvchi val (7) ga uzatiladi. Zanjir (3) va yulduzcha (2) o'rtasida hosil bo'luvchi ishqalanish kuchi va boshqa zararli kuchlar qayishqoq element (5) orqali o'tayotganda bir qadar so'nishi kuzatiladi. Yetakchi (1) va yetaklanuvchi (2) yulduzchalar bilan zanjir (3) ta'sirlashganda, zanjir roligi (12) tarkibidagi qayishqoq element (15) ning deformatsiyalanishi hisobiga vtulka (13) hamda yetakchi (1) va yetaklanuvchi (2) yulduzchalarning ishchi yuzalari yeyilishi kamayadi. Qayishqoq element (15) ning deformatsiyalanishi hisobiga vtulka (11) va valik (10) o'rtasidagi ishqalanish ham kamayadi. Bu esa uzatma elementlari ishlash muddatini ortishiga olib keladi. Ishlash davomida rezina vtulka (15) ning sirti (16), rolik (12) ga yetakchi (1) va yetaklanuvchi (2) yulduzchalardan ta'sir etuvchi bosim kuchlarini markazlashtirish maqsadida botiq shaklda bo'lishi tavsiya etilgan. Tarkibli rolik (12) tarkibidagi qayishqoq element tashqi bosim kuchlarini maromlashtiradi. Bu esa zanjir ishlash muddatini ortishiga sabab bo'ladi.



2- rasm. Qayishqoq elementli zanjirli uzatma sxemasi

Taklif etilayotgan ta'minlash barabanining chigitni uzatish imkoniyati tadqiqi amalga oshirildi. Chigit bilan to'ldirilgan bunkerda yuzaga keluvchi vertikal bosim qiymati,

$$P_V = \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right), \quad (1)$$

ta'minlash barabaniga ta'sir etuvchi yuklanish qiymati,

$$Q_y = \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb, \quad (2)$$

chigit qatlamini kesib oluvchi kuchning qiymati,

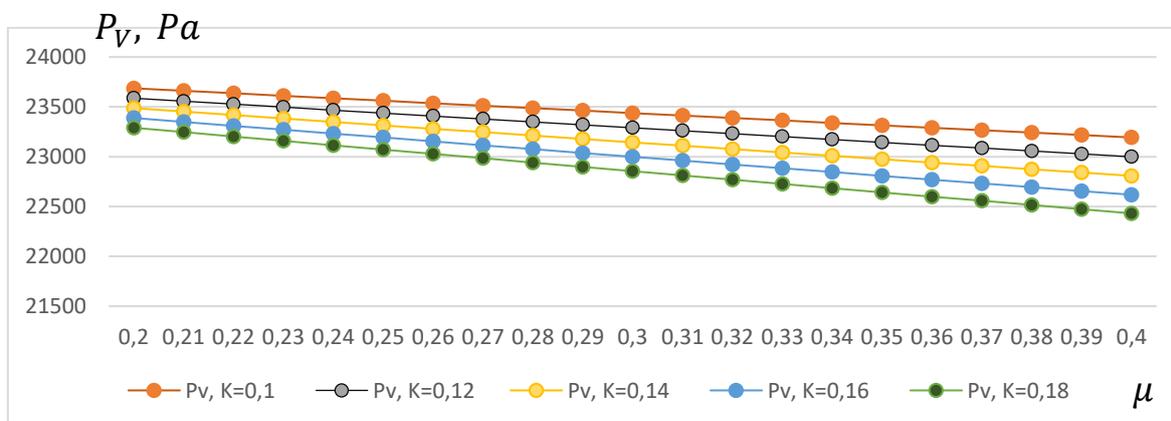
$$F_k = \mu_E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb, \quad (3)$$

ta'minlash barabani validagi burovchi momentni aniqlash ifodalari olindi:

$$T_b = \frac{30 \mu_E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb \cdot v_B}{\pi n_b}. \quad (4)$$

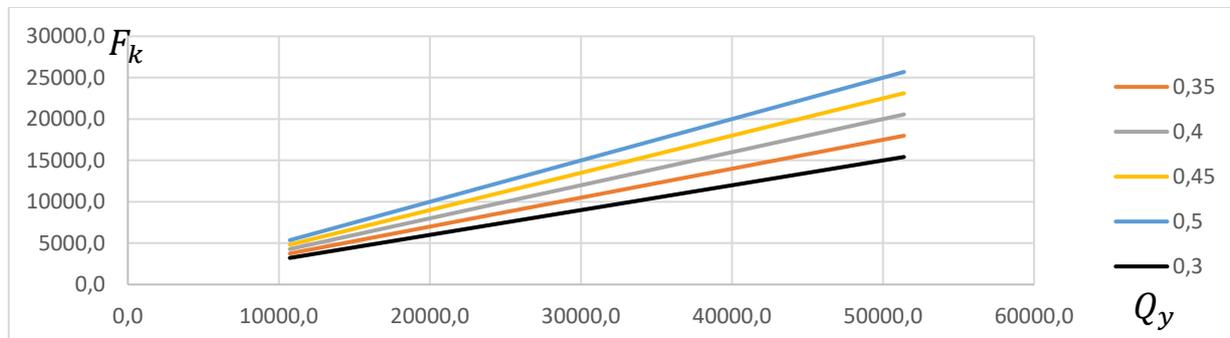
Bunker teshigidagi vertikal bosim P_v qiymatini tukli chigitning bunker devoridagi ishqalanish koeffitsiyenti μ ga bog'liqlik grafiklari bunkerda yuzaga keluvchi normal va vertikal bosim nisbatlarini ifodalovchi K ning turli qiymatlarida olindi (3-rasm). Tukli chigit va bunker devori orasidagi ishqalanish koeffitsiyentining ortishi, bunker

chiqish teshigidagi bosimning kamayishiga olib kelishi, buning natijasida chigit oqimining tezligi susayishi va ta'minlash jarayoniga salbiy ta'sir etishi aniqlandi. Bunker va tukli chigit orasidagi ishqalanish koeffitsiyentining $\mu=0,3154$ va $K=0,16$ qiymatlarida bunker chiqish teshigidagi vertikal bosim qiymati taqriban 22,96 kPa bo'lishi maqsadga muvofiqligi aniqlandi.



3-rasm. Bunker chiqish teshigidagi vertikal bosim qiymatini chigit va bunker devori orasidagi ishqalanish koeffitsiyentiga bog'liqlik grafiqi

Bunker teshigidagi yuklanish Q_y qiymatining o'zgarishini chigitni kesib oluvchi F_k kuchga bog'liqlik grafiqlari (μ ning turli qiymatlarida) olindi (4-rasm). Chigitni qatlamini kesib oluvchi kuch qiymatini $F_k = 15 \cdot 10^3 N$ qiymatda bo'lishi texnologik jarayon uchun maqbul hisoblanadi.



4-rasm. Bunker teshigidagi yuklanish qiymatining o'zgarishini chigitni kesib oluvchi kuchga bog'liqlik grafiqi

Dissertatsiyaning “Chigitni ta'minlash qurilmasi parametrlarini asoslash” deb nomlangan uchinchi bobida chigitni ta'minlash qurilmasi uchun samarali yuritma tarkibi ishlab chiqilib, unda barabanni harakatga keltiruvchi tarkibli rolikli zanjirli uzatmani qo'llash tavsiya etildi. Zanjirli uzatma zanjiri qadamini aniqlashda tarkibli rolikning zarb kuchlarini yutish xususiyatini inobatga oluvchi ($\xi = 0,92$ tarkibli rolikning qayishqoq elementi bikirligini inobatga oluvchi koeffitsiyent) ifoda olindi:

$$p = 2,8^3 \sqrt{\frac{T_{z1} K_e \xi}{z_1 [p] m}} \quad (5)$$

Ta'minlash barabani uchun taklif etilgan zanjirli uzatmaning tavsiyaviy parametrlari 1-jadvalda keltirildi.

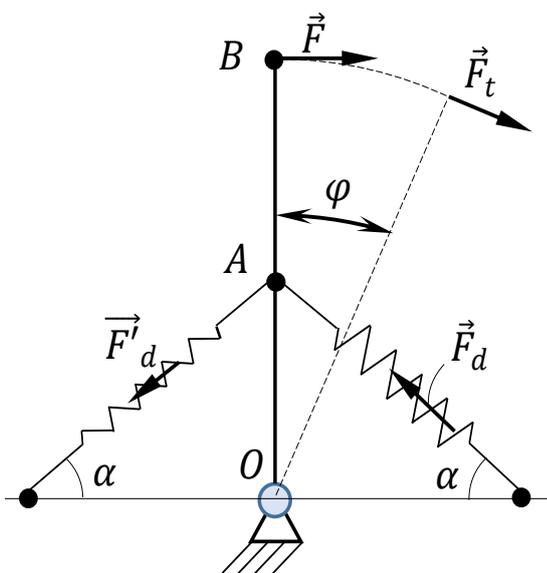
Baraba uchun taklif etilgan zanjirli uzatmaning tavsiyaviy parametrlari

p, mm	z_1	z_2	d_1, mm	d_2, mm	$\omega_1, \frac{rad}{s}$	$v_z, \frac{m}{s}$	L	Rolik tarkibidagi rezina markasi	a_w, mm
44,45	17	68	241,905	962,465	$0,837 \div 1,256$	$0,1 \div 0,15$	105	14-TMKIII	1340,45

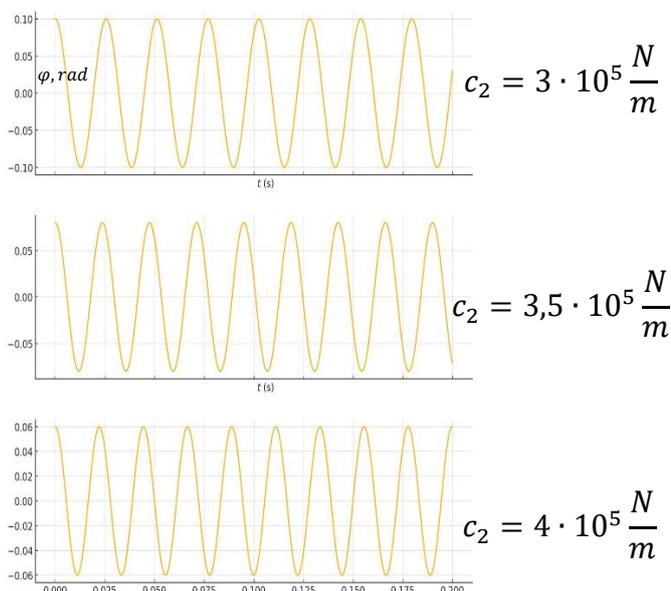
Ta'minlash barabanining ishchi parametrlarini asoslash maqsadida baraban chorak bo'lagi uchun hisob sxemasi ishlab chiqildi (5-rasm). Sxemaga muvofiq ta'minlash barabani aylanma harakatining differensial tenglamasi olindi:

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} = 2l \left[\mu_E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e \frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}} \right) \cdot lb \right] - 3c_1 \cdot l^2 \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m(\omega - \dot{\varphi}). \quad (6)$$

Prujina bikrligi c_2 ning turli qiymatlarida baraban bo'lagining vaqtga bog'liq ravichda burchak siljishi qonuniyatini ifodalovchi grafiklar olindi (6-rasm).



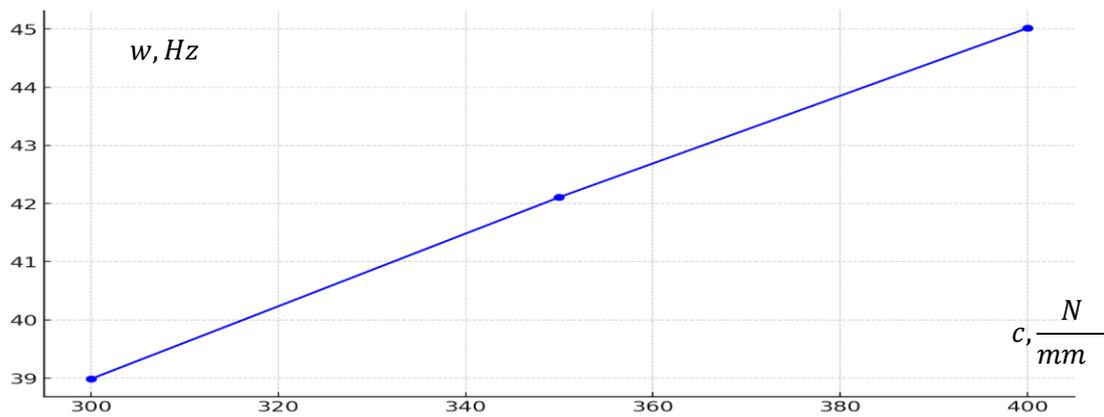
5-rasm. Ta'minlash barabanining hisob sxemasi



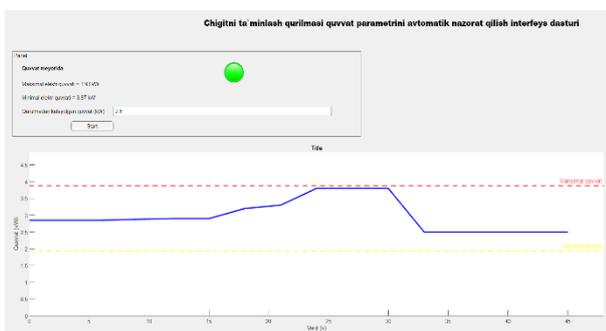
6-rasm. Baraban bo'lagi burchak siljishining vaqtga bog'liq o'zgarish grafiklari

Barabanda joylashgan prujinalarning bikrligi $c_1=1,75 \cdot 10^5$, $c_2=3,5 \cdot 10^5$ N/m bo'lganda, tebranish chastotasining qiymati: $w = 42,11 Hz$, amplituda qiymati: $A_b = 0,06 rad$ bo'lishi maqsadga muvofiq bo'lishi aniqlandi. Prujina bikirligini ortirishini sterjen tebranish chastotasiga bog'liqlik grafigi olindi (7-rasm).

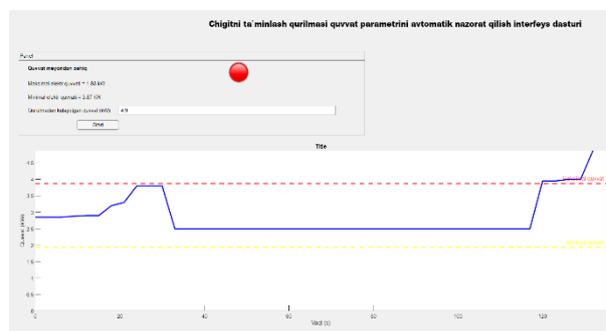
Chigitni ta'minlash qurilmasi quvvat parametrlarini avtomatik nazorat qilishning interfeys dasturi ishlab chiqildi (8-rasm). Ushbu dastur orqali texnologik jarayonni nazorat qilish orqali energiya samaradorligiga erishish imkoniyati aniqlandi.



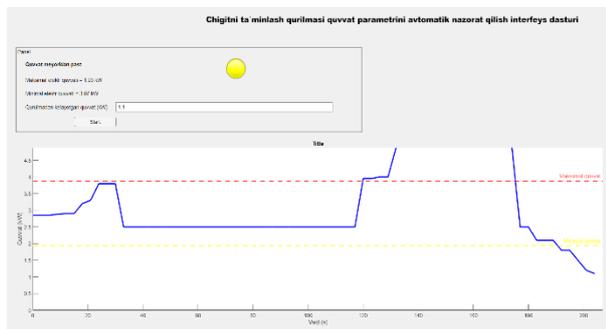
7-rasm. Prujina bikirligini ortishini sterjen tebranish chastotasiga bog‘liqligi



a)



b)



c)

8-rasm. Elektrodvigatel quvvatini real vaqt rejimidagi holatlari

- a) yuklanishning normal holati;
- b) yuklanish me'yoridan ortgan holati;
- c) yuklanish me'yoridan kamaygan holati;

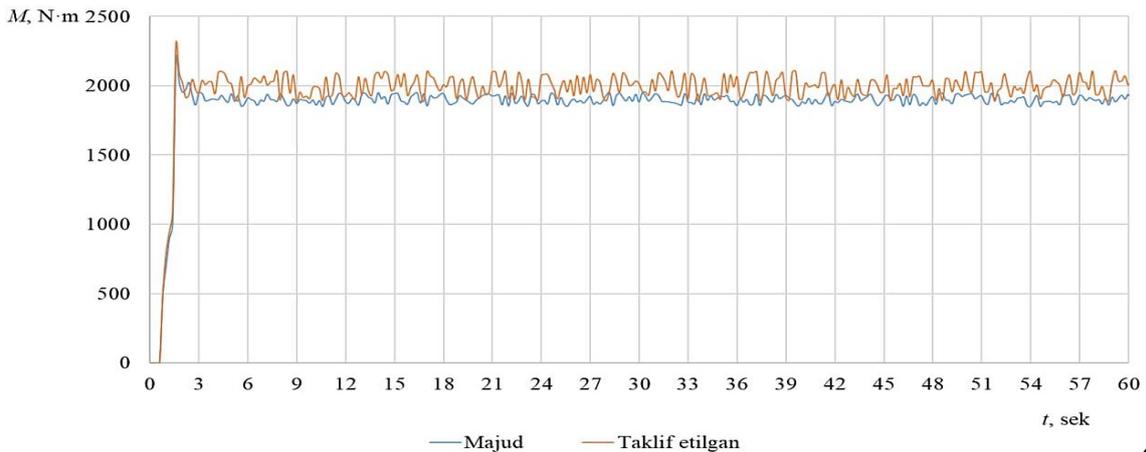
Dissertatsiyaning “Ta’minlash barabani agregati va uning yuritmasidagi zanjirli uzatmaning tajribaviy tadqiqotlari hamda iqtisodiy samaradorlikni aniqlash” deb nomlangan to’rtinchi bobida ta’minlash barabani validagi burovchi moment va burchak tezlik qiymatlari o’zgarishini chigitni uzatish samaradorligiga ta’siri o’rganildi.

Barabandagi prujinalar hisobiga yuzaga keluvchi inertsiya-impuls kuchlarini agregatning ish unumdorligiga ta’siri o’rganildi (9-rasm). Tajriba sinovlari barabanning burchak tezligi: $\omega = 0,21; 0,26; 0,31 \frac{rad}{sek}$, texnologik qarshilik momenti: $M = 2 \cdot 10^3; 2,5 \cdot 10^3; 3 \cdot 10^3 Nm$ qiymatlarida amalga oshirildi. Barabandagi prujina va zanjir qayishqoq elementining bikirliklarini ishchi valning kinematik va dinamik parametrlariga ta’siri o’rganildi.

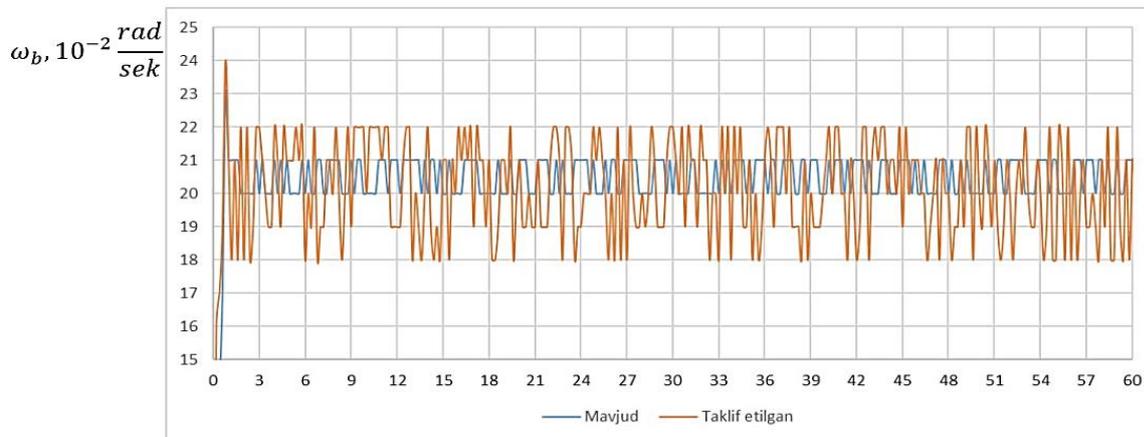


9-rasm. Ta'minlash barabaning tajribaviy konstruksiyasi

10-rasmda baraban prujinalarining bikirligi $c_1 = 1,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ zanjir roligidagi qayishqoq vtulka 14D-MBS markali rezina, baraban valining burchak tezlik qiymati $\omega_b = 0,21 \frac{rad}{sek}$, texnologik qarshilik orqali yuzaga keluvchi moment qiymati $M_q = 2 \cdot 10^3 Nm$ bo'lgan holi uchun aniqlandi.



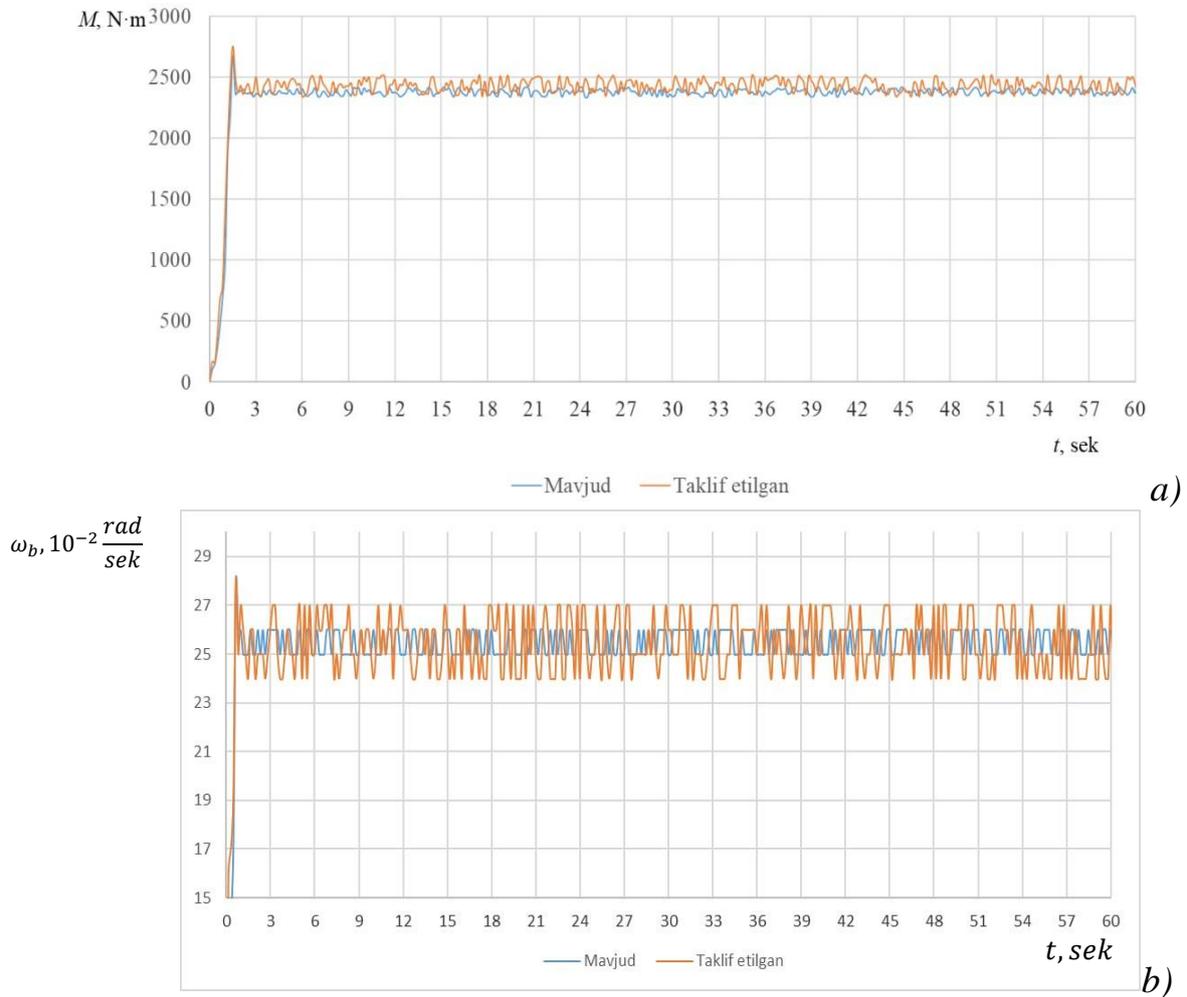
a)



b)

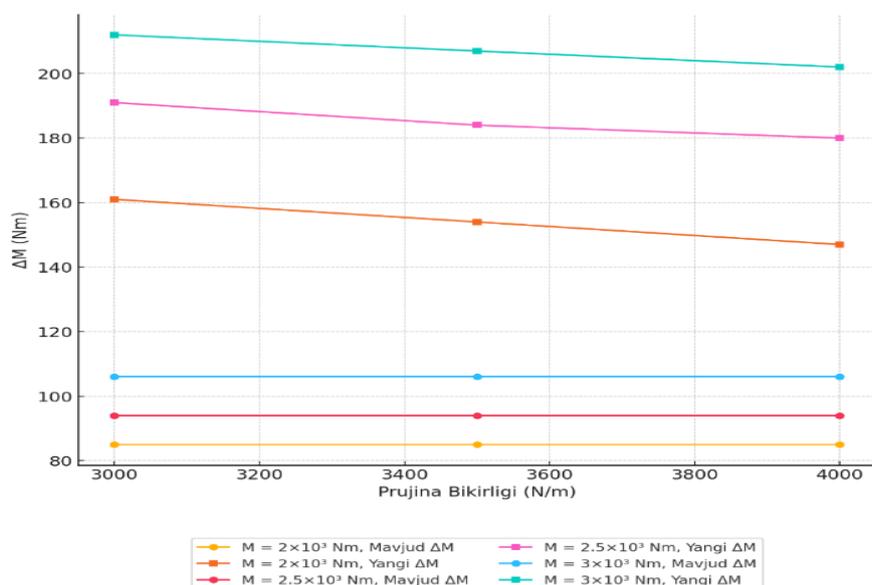
10-rasm. Prujinalarining bikirligi $c_1 = 1,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ baraban validagi burovchi moment (a) va burchak tezlik (b) qiymatlarini vaqtga bog'liq holda o'zgarishini ifodalovchi otsillogrammalar

Prujinalar bikirligi $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, zanjir roligidagi qayishqoq vtulka TMKII-C1009 markali rezina, baraban valining burchak tezlik qiymati $\omega_b = 0,26 \frac{rad}{sek}$, texnologik qarshilik orqali yuzaga keluvchi moment qiymati $M_q = 2,5 \cdot 10^3 Nm$ bo'lgan hol uchun ishchi valdagi burovchi moment va burchak tezlik qiymatlarini o'zgarishini ifodalovchi otsillogrammalar olindi.



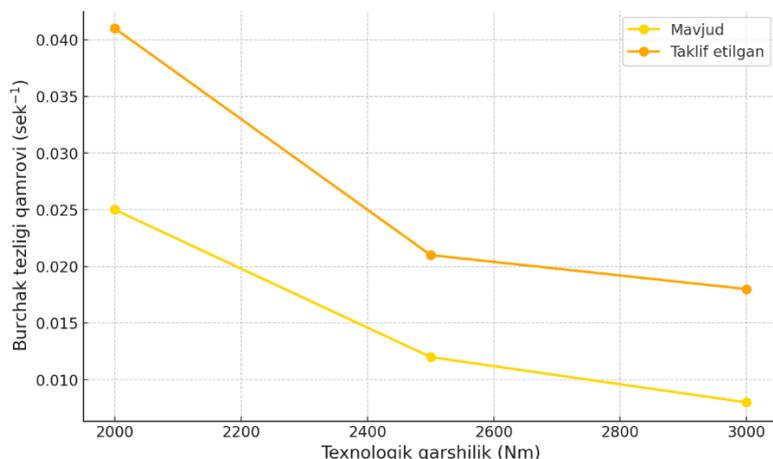
11-rasm. Prujinalar bikirligi $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, baraban validagi burovchi moment (a) va burchak tezlik (b) qiymatlarini vaqtga bog'liq holda o'zgarishini ifodalovchi otsillogrammalar

Yuqoridagi grafiklar tahliliga asoslangan holda shuni ta'kidlash mumkinki, ta'minlash barabani qurilmasi uchun taklif etilayotgan baraban prujinalarning bikirligi, $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, zanjir roligidagi qayishqoq vtulka TMKII-C1009 markali rezinadan tayyorlash va baraban valining burchak tezlik qiymatida $\omega_b = 0,26 \frac{rad}{sek}$, qiymatda bo'lishi taklif etildi. Taklif etilayotgan baraban validagi burovchi momentning o'rtacha qiymati $M_{o'rt} = 2920 Nm$ va uning o'zgarish qamrov qiymati $\Delta M = 202 Nm$ ni tashkil etganda chigitni ta'minlanish ko'rsatkichi optimal darajada bo'lishi aniqlandi. Taklif etilayotgan vibratsion baraban katta prujinasi bikirligining baraban validagi burovchi moment qamrov qiymatiga bog'liqlik grafigi 12-rasmda keltirilgan.



12-rasm. Texnologik qarshilik momenti qiymatini o'zgarishini baraban validagi burovchi moment qamrov qiymatiga bog'liqligi

Mavjud barabanda burchak tezlikning minimal qiymati $30,1 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, maksimal qiymati $31,2 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, tebranish qamrovi $\Delta\omega_b = 0,8 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$ tashkil etgan bo'lsa, bikrligi yuqori bo'lgan prujinani joriy etishdan natijasida vibratsion baraban validagi burchak tezlikning minimal qiymati $29,1 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, maksimal qiymati $31,9 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$ ni tashkil etda. Bu esa burchak tezlik qamrov qiymati $\Delta\omega_b = 1,8 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$ bo'lishini hamda mavjud barabanga nisbatan burchak tezlik o'zgarish qamrov qiymatini 1,64 martaga ortganiga izoh bo'ladi. Olingan nazariy va tajribaviy qiymatlar solishtirilganda, ularning maksimal farqi, ya'ni ta'minlash barabani valining burchak tezligi tebranish qamrovi qiymatlari farqi 1,88 martani tashkil etdi. 13-rasmda texnologik qarshilikning ortishini mavjud va taklif etilgan baraban validagi burchak tezlik qamrov qiymatining o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari keltirildi.



13-rasm. Texnologik qarshilik qiymatini ortishini baraban vali burchak tezlik qamrov qiymatiga bog'liqligi

Taklif etilayotgan ta'minlash barabanini ishlab chiqarishga joriy etish orqali olingan qiyosiy tahlil natijalari 2-jadvalda keltirildi.

Taklif etilayotgan barabanning qiyosiy tahlil natijalari

No	Ta'minlash qurilmasi barabani	Ta'minlash barabanning aylanishlar soni ayl $n_b, \frac{min}{ayl}$	Ta'minlash unumdorligi, $tonna/soat$	Kunlik (3 smena, 7 soat) mahsulotni ta'minlash ko'rsatkichi, $tonna$	Yillik mahsulotni ta'minlash ko'rsatkichi, $tonna$	yillik ta'minlash jarayonidagi uzilish vaqti, $soat$
1.	Mavjud barabanli	2	4,5	83,25	21 299,2	384
	Vibratsion barabanli		5,1	107,1	27 417,6	17
2.	Mavjud barabanli	2,5	5,6	103,6	26 368,0	384
	Vibratsion barabanli		6,4	134,4	34 406,4	19
3.	Mavjud barabanli	3	6,7	123,95	31,731	384
	Vibratsion barabanli		7,6	159,6	40 857, 6	21

Jadvaldan shuni ko'rishimiz mumkinki, taklif etilayotgan barabanning vibratsion harakatlanishi natijasida baraban plankalari oraliqlarini to'lish ko'rsatkichi intensivlashadi. Shu bilan birga, bunkerdagi chigitning oqimini chiqimini chiqish teshigi tomon harakati uzviyligi ishonchli ta'minlanadi. Bu esa, o'z navbatida ta'minlash qurilmasining ish unumi ko'rsatkichi darajasini oshiradi.

Chigitni ta'minlash qurilmasiga vibratsiyalanuvchi baraban va tarkibli rolikli zanjirli uzatmani qo'llash natijasidagi yillik iqtisodiy samaradorlik 312 851 202,0 so'mni tashkil etdi.

XULOSA

1. O'simliklardan yog' ishlab chiqaruvchi korxonaning texnologik mashinalari ishlash xususiyatlarini inobatga olgan holda, linterlash mashinalariga chigitni ta'minlash agregati uchun o'qim parametrlarini optimal ta'minlovchi baraban va uni harakatga keltiruvchi zanjirli uzatma konstruksiyalarini ishlab chiqish vazifalari belgilanadi.

2. Bugungi kunda yetishtirilayotgan 5 turdagi yuqori navli tukli chigitlarni fizik-mexanik xossalari aniqlandi: nisbiy namlik $M_n = 9,4383\%$; chigitning o'rtacha uzunligi $l_{ch} = 9,65 \text{ mm}$; eni $b_{ch} = 5,37 \text{ mm}$; qalinligi $h_{ch} = 5,40 \text{ mm}$; o'rtacha geometrik diametri $D_g = 6,54 \text{ mm}$; o'rtacha arifmetik diametri $D_a = 6,8 \text{ mm}$; hajmi $V_{ch} = 147,2 \text{ mm}^3$; sferikligi $\Phi = 67,80\%$; yassi yuzasi $A_f = 43,22 \text{ mm}^2$; ko'ndalang sirt yuzasi $A_t = 22,82 \text{ mm}^2$; kontakt yuzasi $C_{ch} = 46,46 \text{ mm}^2$; sirt yuzasi $A_{ch} = 131 \text{ mm}^2$; bir dona chigitning o'rtacha massasi $m_{ch} = 0,1102 \text{ g}$; hajmiy zichligi $\rho_h = 0,4696 \text{ g/cm}^3$; haqiqiy zichligi $\rho_x = 1,086 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$; g'ovaksimonligi $P_f = 56,45\%$; proyeksiya yuzasi $47,35 \text{ mm}^2$; muvozanat burchagi $\phi = 46^{\circ}40'$, statik ishqalanish koeffitsienti, yumshoq po'latda $\mu = 0,34$; fanerada $\mu = 0,36$ va shishada $\mu = 0,23$ ni tashkil etdi. Shuningdek, tukli chigitlarning o'rtacha yorilish kuchi $F = 61,24 \text{ N}$ ni tashkil etgan bo'lsa, deformatsiya nisbatining o'rtacha qiymati 4,32% ga tengligi aniqlandi.

3. Chigitni ta'minlash qurilmasi uchun yangi vibratsion harakatlanuvchi baraban va uni harakatga keltiruvchi zanjirli uzatmaning samarali konstruksiyasi ishlab chiqildi.

4. Laboratoriya sinov natijalariga ko'ra taklif etilayotgan vibratsion baraban ta'minlash qurilmasiga joriy etilganda, mahsulotni yillik ta'minlash ko'rsatkichi ($n_b = 3 \text{ ayl/min}$) 40857,6 tonnani tashkil etib, yillik ish unumdorligi mavjud barabanli qurilmaga nisbatan (mavjud barabanda 31731 tonna) 29% ga ortganligi aniqlandi. Shuningdek, tavsiya etilgan qayishqoq elementli zanjirli uzatma ish resursi 15% ortishi, zanjir bo'lagining nisbiy uzayishi 1,2%ni tashkil etishi aniqlandi.

5. Taklif etilgan ta'minlash barabanida chigitni uzatish imkoniyatini ifoda etuvchi formulalar olindi. Texnologik jarayonning optimal parametrlarini sonli qiymatlari asosida bunker chiqish teshigida yuzaga keluvchi bosim (47,336 kPa), ta'minlash barabaniga ta'sir etuvchi yuklanish (51,43 kN), chigit qatlamini kesuvchi kuch (20,57 kN), agregatning ta'minlash unumdorligi hamda quvvat parametrlari aniqlandi.

6. Ta'minlash qurilmasi yuritmasining kinematik hisobi amalga oshirildi. Qurilma uchun elektrovigatel: АИР-32М8, P=5,5 kVt, n=719 min^{-1} bo'lishi tavsiya etildi. Ishlab chiqarish parametrlari asosida tarkibli rolikli zanjirli uzatma parametrlari aniqlanib, zanjir qadami $t = 44.45 \text{ mm}$ bo'lishi tavsiya etildi.

7. Baraban konstruksiyasini sxematik hisob sxemesi ishlab chiqilib, mexanik tizim uchun matematik-dinamik model olindi. Sonli yechim asosida baraban bo'laklarini bir-biriga bog'lovchi prujina bikirliklari $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ bo'lishi, bunda tebranish chastotasi $w = 42.11 \text{ Hz}$, amplitudasi $A_b = 0,1 \text{ rad}$ bo'lishi maqsadga muvofiqligi aniqlandi.

8. Chigitni ta'minlash qurilmasining quvvat parametrini avtomatik nazorat qilishning interfeys dasturi ishlab chiqildi.

9. Tajribaviy usulda ta'minlash qurilmasiga vibratsion baraban va uni harakatga keltiruvchi tarkibli rolikli zanjirli uzatma qo'llanilganda, baraban validagi burovchi moment va burchak tezlikni o'zgarish qonuniyatlari texnologik qarshilik, prujinalar bikirligi hamda tarkibli rolik qayishqoq elementi bikrligiga bog'liq bo'lishi

10. Texnologik yukanish $M = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ bo'lganda, prujinalar bikirligi $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, zanjir roligidagi qayishqoq vtulka TMKIII-C1009 markali rezinadan bo'lishi maqsadga muvofiqligi aniqlandi. Bunda texnologik qarshilik momentining qamrov qiymati $\Delta M = 184 \text{ Nm}$, $\Delta \omega_b = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ ni tashkil etib, agregat ta'minlash unumdorligi yuqori bo'lishi aniqlandi. Taklif etilgan barabanda mavjud barabanga nisbatan burchak tezlik o'zgarish qamrov qiymatini 1,64 martaga ortishi aniqlandi.

11. Tukli chigitni ta'minlash agregatiga vibratsion baraban va tarkibli rolikli zanjirli uzatma joriy etilganda, mavjud agregatga nisbatan yillik iqtisodiy samaradorlik 312 851 202 so'mni tashkil etdi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/30.09.2023.Т.66.01 ПО
ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ НАМАНГАНСКОМ
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

АЛИЕВ ЭЛМУРОД БОТИРЖАНОВИЧ

**РАЗРАБОТКА ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ И ПАРАМЕТРОВ
БАРАБАНА ПИТАНИЯ СЕМЯН**

05.02.03 – Технологические машины. Роботы, мехатроника и робототехнические системы

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации доктора философии (PhD) по ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Наманган – 2025

Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована Высшей аттестационной комиссией при Кабинете Министров Республики Узбекистан за номером В2024.2.PhD/T4673

Диссертация выполнена в Наманганском инженерно-технологическом институте.

Автореферат диссертации размещен на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме) на сайте Ученого совета и на информационно-образовательном портале «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Научный руководитель :

Мамаханов Азам Абдумажитович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты :

Сайидмуродов Мирзохид Мирзахимович
доктор философии по техническим наукам,
доцент

Турдалиев Вохид Максудович
доктор технических наук, профессор,

Ведущая организация :

Андижанский машиностроительный институт

Защита диссертации состоится «2» мая 2025 года в 14⁰⁰ часов на заседании Научного совета PhD.03/30.09.2023.T.66.01 по присуждению ученых степеней при Наманганском инженерно-технологическом институте (Адрес: 160115 , г.Наманган, улица Косонсой, дом 7. Телефон: +998 69 228 -76-75; факс: +998 69 228-76-71; электронная почта: niei_info@edu.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Центре информационных ресурсов Наманганского инженерно-технологического института (регистрационный номер 380). (Адрес: 160115, Наманганский ш., улица Косонсой , 7. Тел.: +998 69 228-76-75; факс: +998 69 228-76-71).

Автореферат диссертации разослан «16» апреля 2025 года.
(Протокол реестра № 29/3 от «22» февраля 2025 года)

А.М.Махкамов

Председатель научного совета
по присуждению ученых степеней
доктор технических наук, доцент

Ш.А.Махсудов

Ученый секретарь научного совета по
присуждению ученых степеней, доктор
философии по техническим наукам, доцент

Н.М.Сафаров

Председатель научного семинара при
научном совете по присуждению ученых
степеней, доктор технических наук, профессор

ВВЕДЕНИЕ (автореферат диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. Во всех отраслях машиностроения мира создание и применение ресурсосберегающих, высокопроизводительных и конкурентоспособных технологических машин и механизмов с эффективной конструкцией занимают одно из ведущих мест. Учитывая, что «Во всем мире существует возможность достижения экономической эффективности за счёт внедрения энергосберегающих технологических машин, работающих на основе автоматических систем управления»², становится очевидной необходимость создания надёжно работающих и эффективных питающих устройств, а также совершенствования приводных передач, применяемых в технологических процессах. С этой точки зрения создание питающих устройств с устойчивой производительностью и энергосберегающими характеристиками, а также широкое применение цепных передач с эластичными элементами, снижающими ударные нагрузки, в их приводах имеет важное значение.

Бурное развитие машиностроения в мире направлено на создание надёжных, ресурсосберегающих питающих устройств, а также на разработку видов цепных передач с широкими кинематическими и динамическими возможностями. Ведутся научно-исследовательские работы, направленные на разработку фундаментальных основ их расчёта. Особое внимание уделяется созданию конструкций подающих устройств с высокой и точной производительностью, а также снижению трения, износа, шума и вибраций в цепных передачах. В частности, акцент делается на разработку конструкций составных цепных передач с эластичными элементами, адаптирующихся к технологическому процессу, применяемых в приводах различных технологических машин масложировой промышленности, и на обоснование их технических параметров.

В Республике Узбекистан реализуются масштабные меры по ускоренному развитию машиностроения, проведению глубоких фундаментальных и прикладных исследований, направленных на создание новых эффективных типов ресурсосберегающих конструкций машин и механизмов, что уже приносит определённые результаты. В частности, особое внимание уделяется разработке эффективных, ресурсосберегающих конструкций подающих устройств, а также новых конструкций цепных передач с широкими кинематическими и динамическими возможностями для приводных механизмов. В Стратегии развития «Нового Узбекистана» на 2022–2026 годы определены важные задачи, в том числе: «...снижение потерь в отраслях промышленности и повышение эффективности использования ресурсов». В реализации этих задач особую значимость приобретает создание энергосберегающей и ресурсосберегающей конструкции питающего устройства для масложировой промышленности, а также разработка фундаментальных основ проектирования новых перспективных конструкций составных цепных передач с эластичными

² <https://www.usaid.gov/energy/efficiency/basics/technologies>

элементами для приводных механизмов. Настоящая диссертационная работа в определённой степени служит реализации задач, обозначенных в нормативно-правовых актах, регулирующих данную сферу деятельности, в том числе: Постановлении Президента Республики Узбекистан от 30 ноября 2017 года № ПП-416 «О создании Министерства инновационного развития Республики Узбекистан», Постановлении Президента Республики Узбекистан от 19 января 2018 года № ПП-3484 «О мерах по ускоренному развитию масложировой отрасли», а также Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан от 12 января 2018 года «О мерах по созданию эффективных механизмов внедрения научно-инновационных разработок и технологий в производство».

Соответствие исследований приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в рамках приоритетного направления развития науки и технологий Республики - II «Энергетика, энерго-ресурсосберегающие технологии, ресурсосбережение».

Уровень изученности проблемы. Учёными всего мира проводятся исследования по созданию конструкций высокоэффективных подающих барабанов с устойчивыми показателями производительности и эффективных передаточных механизмов для приводов технологических машин, по изучению их теоретических основ и расширению технических и технологических возможностей. Создание эффективных конструкций подающих устройств, обоснование технологических параметров, оптимизация и исследование потоковых характеристик являются предметом научных исследований таких зарубежных учёных, как Jie Guo, A.W. Jenike, A.W. Roberts, E.J. Benink, K. Shinohara, Y. Idemitsu, K. Gotoh, T. Tanaka, H. Janssen, W. Reisner, M.E. Rothe, J. Schwedes, D. Schulze, G.G. Enstad, A.W. Roberts, D.M. Walker, J.K. Walters, K. Shinohara и др.

Также такие исследователи, как James C. Conwel, G.E. Johnson, R.A. Morrison, R.Ch. Binder, G. Bouillon, G.V. Tordion, C.K. Chen, F. Freudenstein, N. Fuglede, J.J. Thomsen, S.L. Pedersen, J.M. Hansen, J.A.C. Ambrosio, A.L. Thurman, C.D. Mote, S.T. Ariaratnam, S.F. Asokanthan, H. Zheng, Y.Y. Wang, G.R. Liu и другие занимались разработкой ресурсосберегающих конструкций цепных передач для технологических машин, а также расширением их кинематических и динамических возможностей.

В данном направлении также были проведены важные научные исследования известными учёными стран СНГ, такими как Н.С. Ачеркан, Н.В. Воробьев, Д.Н. Решетов, И.П. Глушенко, И.И. Ивашков, А.А. Петрик, Г.Б. Столбин, А.А. Готовцев, Г.К. Рябов, С.А. Метильков, А.В. Пунтус, С.А. Дубиняк, П.Н. Учаев, О.И. Остапенко, С.Б. Бережной и др.

Исследования узбекских учёных - Х.Х. Усмонходжаева, А. Жураева, К.А. Каримова, Р.И. Каримова, Ш.П. Алимухамедова, А. Айзаева, Х.Т. Ахмедходжаева, Р.М. Мурадова, Ж. Мухаммадова, В.М. Турдалиева, А. Мамаханова - были направлены на создание новых, эффективных конструкций технологических машин, а также конструкций с расширенными кинематическими и динамическими возможностями для приводных механизмов. В этих исследованиях недостаточно внимания уделено созданию конструкций

вибрационно движущихся барабанов для подающих устройств с учётом физико-механических свойств волокнистого хлопкового семени, обоснованию потоковых параметров и разработке адаптированных к технологической нагрузке конструкций цепных передач.

Соответствие исследования с планами научно-исследовательских работ высшего учебного заведения, в котором выполнена диссертация. Данное диссертационное исследование выполнено в рамках фундаментальных и прикладных проектов Наманганского инженерно-технологического института по темам: YoF-2-3 «Научные основы кинематических и динамических расчётов ресурсосберегающих цепных передач с составными звёздочками и упругими натяжными роликами в передаточных механизмах технологических машин» (2016–2017 гг.), а также YoOT-Atex-2018-93 «Разработка ресурсосберегающей конструкции цепных передач привода технологических машин по переработке масличных культур и расчёт их параметров» (2018–2019 гг.).

Цель исследования – Создание ресурсосберегающих и эффективных конструкций вибрационного барабана для питания волокнистого хлопкового семени и гибких элементных цепных передач, передающих движение на барабан, а также обоснование их рабочих параметров.

Задачами исследования являются:

определение физико-механических свойств волокнистого хлопкового семени и разработка соответствующей эффективной конструкции вибрационного питающего барабана,

разработка эффективных конструкций цепных передач с гибкими элементами для приводов технологических машин,

получение закономерностей, выражающих параметры потока с учетом физико-механических свойств волокнистого хлопкового семени,

определение параметров составной роликовой цепной передачи на основе кинематического расчета привода,

теоретическое и экспериментальное исследование статических и динамических колебаний питающего барабана,

разработка интерфейсной программы автоматического контроля параметров мощности питающего устройства,

создание опытных образцов питающего барабана и цепных передач, экспериментальное измерение кинематических и динамических параметров на рабочем валу в рабочих режимах,

проведение испытаний питающего устройства с новой цепной передачей в условиях производства,

определение технологических параметров и разработка рекомендаций по внедрению в производство, а также расчет экономической эффективности.

Объект исследования В качестве объекта исследования рассматривались барабан питателя, обеспечивающий подачу волокнистого хлопка из бункера в линтерные машины в масложировой промышленности, и цепная передача его привода..

Предметом исследования Конструкции питающего барабана и цепных передач, их кинематические и динамические связи, параметры питания и их

характеристики, расчётные схемы, математические и динамические модели, законы движения, а также рекомендуемые значения параметров составляют предмет исследования.

Методы исследования. В процессе исследования были использованы методы высшей математики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, теории колебаний, динамики машин, а также методы испытаний машиностроительных и технологических машин для определения нагрузок, колебаний и законов движения в барабане питания и цепной передаче с эластичными элементами.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработана математическая модель определения вертикального давления в выходном отверстии бункера, нагрузки, воздействующей на барабан подачи, силы, сеченной слоем хлопка, и количества потока хлопка с учетом коэффициента трения хлопка на стенке бункера и колебательного движения барабана,

получена динамическая модель колебаний сегмента барабана, под воздействием внешних сил, в которой установлено, что увеличение упругости пружины ведет к увеличению частоты колебаний барабана. Установлено, что при заданной упругости пружины и частоте колебаний барабана поток хлопка поддерживается на постоянном уровне,

при применении вибрационного барабана и приводной цепной передачи с составными роликовыми элементами производительность подачи увеличивается на 1,13 раза, а ресурс работы цепной передачи повышается на 1,15 раза,

в опытном эксперименте установлено, что при использовании вибрационного барабана и приводной цепной передачи с составными роликовыми элементами в устройстве подачи изменяются законы изменения крутящего момента и частоты вращения барабана, которые зависят от производительности подачи, и что увеличение крутящего момента в диапазоне колебаний подчиняется нелинейным законам.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

Разработана ресурсосберегающая конструкция цепной передачи и устройства питания с барабаном, обеспечивающая непрерывное снабжение потока хлопка в соответствии с его физико-механическими свойствами.

Введение вибрационного барабана обеспечило непрерывность процесса питания хлопка. В результате производительность питания с использованием этого барабана стала на 1,13 раза выше по сравнению с использованием обычного барабана. При рабочем ресурсе существующей цепной передачи устройства питания, равном 1,0, рекомендованная цепная передача с эластичными элементами показала рабочий ресурс 1,15, что на 15% больше. При относительном удлинении цепного звена в цепной передаче 2,4% в рекомендованной цепной передаче относительное удлинение составило 1,2%, что привело к снижению энергозатрат и ресурса.

Достоверность результатов исследования. Исследования были проведены с использованием современных методов и инструментов, результаты теоретических и практических исследований взаимно адекватны. Разработанные конструкции цепных передач и приводы технологических машин, примененные на основе проведенных исследований, основаны на сравнении теоретических показателей с результатами производственных испытаний.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследования заключается в определении физико-механических свойств высокоурожайных сортов хлопка, установлении закономерностей давления в вертикальном отверстии выхода из бункера, влияния нагрузок на барабан питания, силы, пересекающей слой хлопка, и объема потока хлопка, с учетом коэффициента трения на стенке бункера и колебательного движения барабана, а также в определении основных параметров составной роликовой цепной передачи и модели колебательного движения барабана питания. Это дополняет теоретические основы расчета технологических машин, теорию расчетов деталей машин и методы расчета цепных передач.

Внедрение результатов исследований. На основе полученных результатов по созданию новых, ресурсосберегающих конструкций барабана питания и передающих механизмов:

Конструкции цепных передач с фрикционными элементами получили 2 патента на изобретение и 1 патент на полезную модель от Агентства интеллектуальной собственности Республики Узбекистан. В результате этого обеспечено повышение срока службы и надежности механизмов передачи движения в барабанах питания, а также снижение уровня шума в рабочих зонах.

Рациональные параметры питающего барабана и механизмов передачи движения к нему были внедрены в ООО «Namangantolatekstil» (справка № КС/3-291 от 30 августа 2024 года Ассоциации предприятий масложировой промышленности). В результате было обеспечено непрерывное и равномерное поступление волокнистого хлопка в технологической системе, что привело к снижению количества остановок приводов в среднем в 2 раза, увеличению годовой производительности привода распределительного барабана линтерных машин в 1,13 раза и увеличению рабочего ресурса приводов в 1,15 раза.

Утверждение результатов исследования. Результаты исследования диссертации были обсуждены на 7 научно-практических конференциях, включая 5 международных и 2 республиканских.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано всего 15 научных работ. В научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских диссертаций (PhD), опубликовано 11 статей, в том числе 10 в республиканских и 1 в зарубежном журналах, а также 1 монография. Получено 2 патента на изобретение и 1 патент на полезную модель Центра интеллектуальной собственности Республики Узбекистан, а также 1 свидетельство на программу для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка использованной литературы и приложений, и её объём составляет 118 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ.

Во введении обоснована актуальность и необходимость темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, описаны объект и предмет исследования, показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан, изложены научная новизна и практическая значимость исследования, представлены сведения о внедрении результатов в практику, а также приведены данные об опубликованных научных работах и структуре диссертации.

В первой главе диссертации, названной **«Анализ исследований по разработке эффективных конструкций устройств питания рассыпчатых продуктов и цепных передач»**, приведен анализ конструктивных особенностей устройств питания рассыпчатых продуктов и цепных передач, используемых в технологических машинах. На основе разработки эффективной конструкции устройства питания, в настоящее время проведено исследование физико-механических свойств сортов хлопка с высокой урожайностью.

Физико-механические свойства хлопка были определены с использованием современных опытных установок: относительная влажность $M_n = 9,4383\%$; средняя длина хлопка $l_{ch} = 9,65 \text{ mm}$; ширина $b_{ch} = 5,37 \text{ mm}$; толщина $h_{ch} = 5,40 \text{ mm}$; средний геометрический диаметр $D_g = 6,54 \text{ mm}$; средний арифметический диаметр $D_a = 6,8 \text{ mm}$; объем $V_{ch} = 147,2 \text{ mm}^3$; сферичность $\Phi = 67,80\%$; площадь плоской поверхности $A_f = 43,22 \text{ mm}^2$; поперечная поверхность $A_t = 22,82 \text{ mm}^2$; контактная поверхность $C_{ch} = 46,46 \text{ mm}^2$; общая поверхность $A_{ch} = 131 \text{ mm}^2$; средняя масса одного хлопка $m_{ch} = 0,1102 \text{ g}$; объемная плотность $\rho_h = 0,4696 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ истинная плотность $\rho_x = 1,086 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$; пористость $P_f = 56,45\%$; проекционная поверхность $47,35 \text{ mm}^2$; угол равновесия $\phi = 46^{\circ}40'$; коэффициент статического трения на мягкой стали $\mu = 0,34$; на фанере $\mu = 0,36$; на стекле $\mu = 0,23$. Также было определено, что средняя сила разрушения хлопка $F = 61,24 \text{ N}$, а среднее значение коэффициента деформации составило $4,32\%$

Вторая глава, озаглавленная **«Разработка конструкции комплексного устройства для питания хлопка и проектирование механизмов передачи движения»**, посвящена разработке эффективной конструкции устройства для питания хлопка в соответствии с его физико-механическими свойствами.

Предложенная конструкция барабана распределения хлопка изображена на рисунке 1. Барабан питания состоит из вала (1), трапециевидного диска (2), к которому с помощью сварки прикреплены четвертные части барабана (3), пластины (4), расположенные на поверхности барабана, резинового уплотнения (5), закрывающего щели между частями барабана (3), и пружин (6) и (7) с разными жесткостями, которые соединяют центры тяжести трапециевидных

стержней. Конструкция работает следующим образом: движение передается от вала (1) через трапецевидный диск (2) на пластины (4), расположенные на поверхности барабана (3). Слой хлопка на выходном отверстии бункера обрезается пластины (4) на определенную толщину и передается на следующий этап через вращательное движение. Этот процесс повторяется для каждой пластины барабана (3). Сила сопротивления, возникающая при резке слоя хлопка, в свою очередь вызывает вращение пластины (4) в противоположную сторону. Четвертая часть барабана (3) также деформируется в малом объеме, изменяя направление вращения вала (1). Это вызывает небольшое растяжение одной из пружин (6), а другую (7) - сжимает. Разница в жесткости пружин (6) и (7) приводит к накоплению потенциальной энергии, что, в свою очередь, вызывает небольшие колебания барабана (3) и расположенных на нем пластин (4). Это вызывает вибрацию слоя хлопка, улучшая эффективность заполнения промежутков между пластинами (4) и обеспечивая непрерывность потока хлопка в бункере. Щели между частями барабана закрываются резиновыми уплотнителями (5), предотвращая попадание хлопка внутрь барабана.

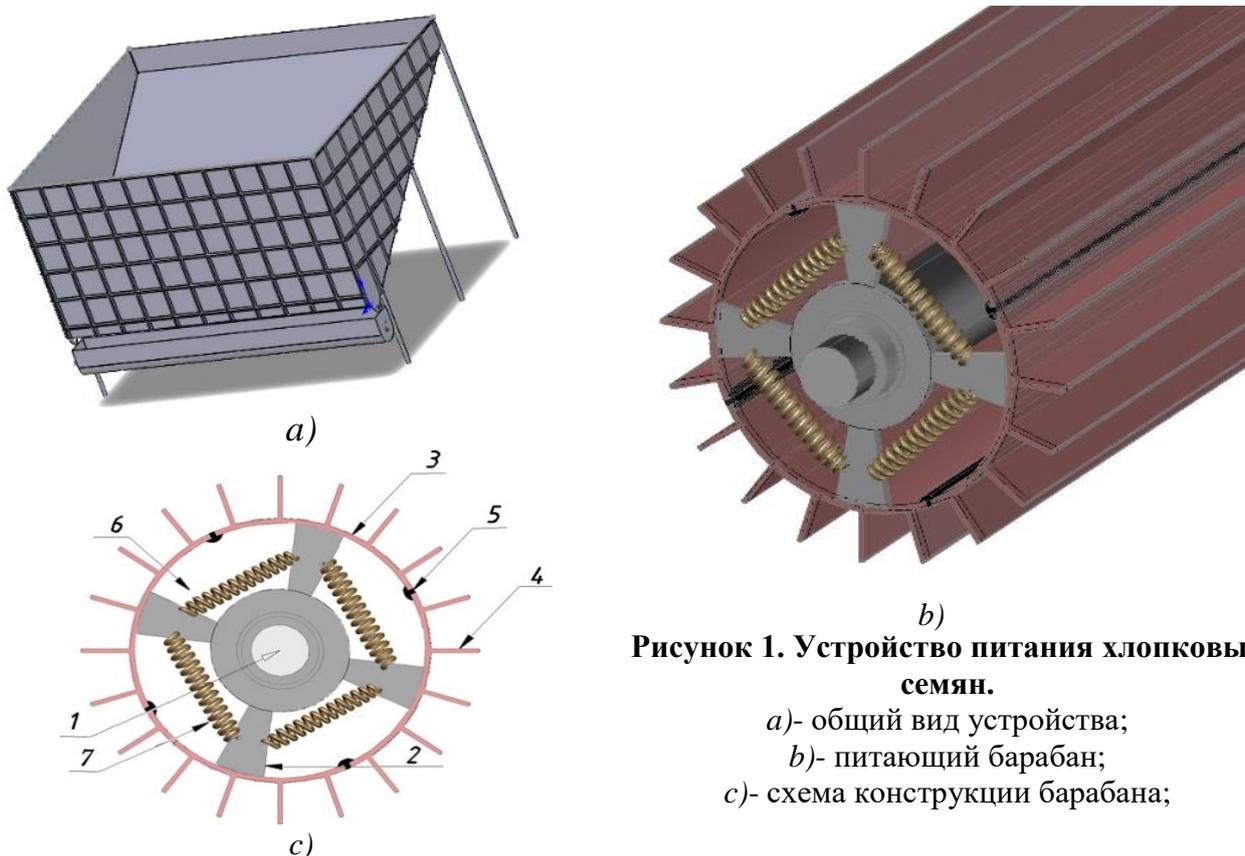


Рисунок 1. Устройство питания хлопковых семян.

a)- общий вид устройства;

b)- питающий барабан;

c)- схема конструкции барабана;

На основе анализа исследований, проведённых по конструктивным особенностям устройств питания сыпучих материалов и цепным передачам, были разработаны эффективные конструкции адаптивных цепных передач, соответствующие технологическим нагрузкам (рисунок 2).

Предлагаемая конструкция цепной передачи состоит из ведущей звездочки (1), ведомой звездочки (2), охватывающей их цепи (3) и натяжного ролика (4). Ведомая звездочка выполнена составной и включает в себя зубчатый венец (2), основание (6), выходной вал (7) и эластичную втулку (5). Цепь (3) состоит из

внутренних (9) и наружных (8) пластин, оси (10), втулки (11) и составного ролика (12). Составной ролик включает в себя внутреннюю (13) и наружную (14) втулки, а также эластичный элемент (резина 15), размещённый между ними. Эластичный элемент (15) имеет вогнутую внешнюю поверхность (16), соответствующую внутренней форме наружной втулки (8).

Движение от ведущей звездочки (1) к ведомой звездочке (2) передаётся через цепь (3). Далее движение от ведомой звездочки (2) через эластичную втулку (5) и основание (6) передаётся на выходной вал (7). Воздействующие между цепью (3) и звездочкой (2) силы трения и другие вредные силы частично гасятся за счёт прохождения через эластичный элемент (5).

При взаимодействии цепи (3) с ведущей (1) и ведомой (2) звездочками, благодаря деформации эластичного элемента (15), входящего в состав ролика (12), уменьшается износ рабочих поверхностей втулки (13), а также звездочек (1 и 2). За счёт деформации эластичного элемента (15) также снижается трение между втулкой (11) и осью (10), что способствует увеличению срока службы элементов передачи.

В процессе работы рекомендуется, чтобы поверхность (16) резиновой втулки (15) была вогнутой формы для централизации давящих сил от ведущей (1) и ведомой (2) звездочек на ролик (12). Эластичный элемент в составе ролика (12) равномерно распределяет внешние нагрузки, что также способствует увеличению срока службы цепи.

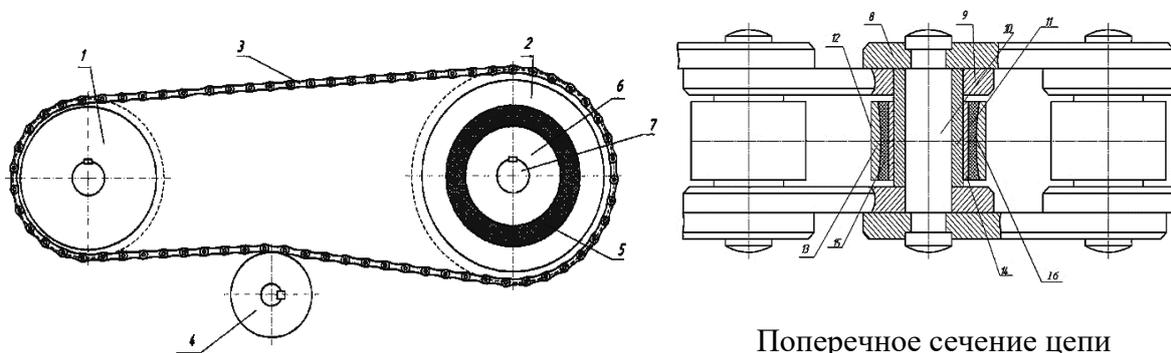


Рисунок 2. Схема цепной передачи с эластичным элементом

Было проведено исследование возможности передачи семян с помощью предлагаемого питающего барабана. Значение вертикального давления, возникающего в бункере, заполненном семенами,

$$P_V = \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right), \quad (1)$$

величина нагрузки, действующей на подающий барабан,

$$Q_y = \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb, \quad (2)$$

величина силы среза слоя семян,

$$F_k = \mu_E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb, \quad (3)$$

Получены выражения для определения крутящего момента на валу питающего барабана:

$$T_b = \frac{30\mu E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}}\right) \cdot l b \cdot v_B}{\pi n_b} \quad (4)$$

Вертикальное давление P_v в отверстии бункера было получено на различных значениях коэффициента K , выражающего соотношения нормального и вертикального давления, возникающих в бункере, в зависимости от коэффициента трения ворсистого хлопкового семени о стенку бункера (рисунок 3). Установлено, что увеличение коэффициента трения между ворсистыми семенами хлопчатника и стенкой бункера приводит к снижению давления в выпускном отверстии бункера, в результате чего уменьшается скорость потока семян и отрицательно влияет на процесс питания. Определено, что при коэффициенте трения между бункером и ворсистыми семенами $\mu=0,3154$ и значении $K=0,16$ целесообразно, чтобы значение вертикального давления в выходном отверстии бункера составляло примерно 22,96 кПа.

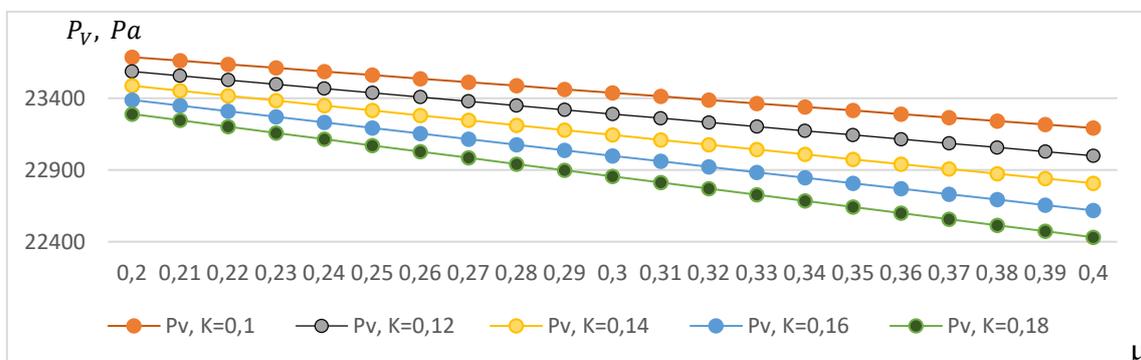


Рисунок 3. График зависимости вертикального давления в выходном отверстии бункера от коэффициента трения между семенами и стенкой бункера

На рисунке 4 представлены графики зависимости изменения нагрузки Q_y в отверстии бункера от силы F_k , срезающей слой семян, (при различных значениях коэффициента трения μ .) Значение силы среза $F_k = 15 \cdot 10^3 N$ является оптимальным для технологического процесса.

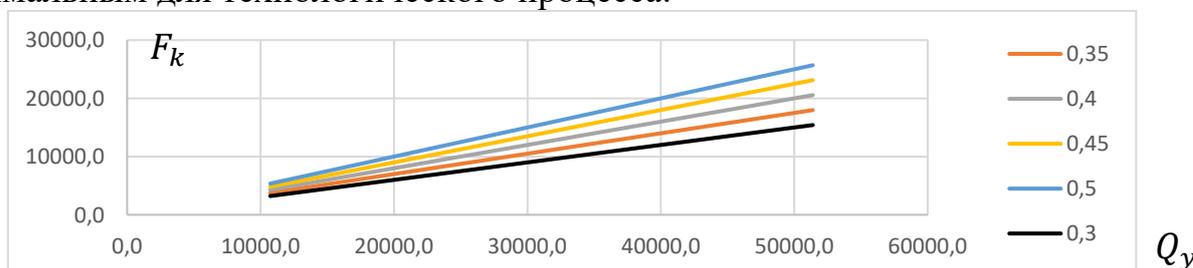


Рисунок 4. График зависимости изменения нагрузки в отверстии бункера от силы, срезающей слой семян

В третьей главе диссертации, озаглавленной «Обоснование параметров устройства питания семян», разработан эффективный состав привода устройства питания семян, в котором рекомендуется использовать цепную передачу с составным роликовым механизмом для приведения барабана в

движение. При определении шага цепи цепной передачи учтены характеристики амортизации ударных нагрузок составного ролика (коэффициент $\xi = 0,92$ учитывающий эластичность эластичного элемента составного ролика).

$$p = 2,8^3 \sqrt{\frac{T_{z1} K_e \xi}{z_1 [p] m}}, \quad (5)$$

Таблица 1

Рекомендуемые параметры цепной передачи, предложенной для барабана

p, mm	z_1	z_2	d_1, mm	d_2, mm	$\omega_1, \frac{rad}{s}$	$v_z, \frac{m}{s}$	L	Марка резины в ролике	a_w, mm
44,45	17	68	241 905	962 465	$0,837 \div 1,256$	$0,1 \div 0,15$	105	14-ТМКЦ	1340,45

Для обоснования рабочих параметров питающего барабана была разработана расчетная схема для четверти барабана (рисунок 5). Согласно схеме, было получено дифференциальное уравнение вращательного движения питающего барабана:

$$I_z \cdot \ddot{\varphi} = 2l \left[\mu_E \cdot \frac{\rho h \cdot g \cdot A}{\mu \cdot K \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{K \cdot \mu \cdot C \cdot h}{A}}} \right) \cdot lb \right] - 3c_1 \cdot l^2 \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m(\omega - \dot{\varphi}). \quad (6)$$

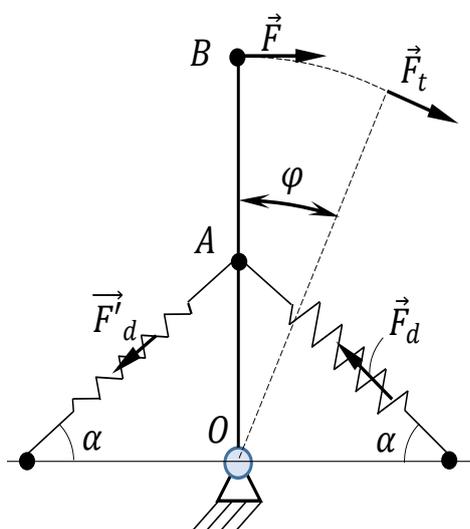


Рисунок 5. Схема расчета питающего барабана

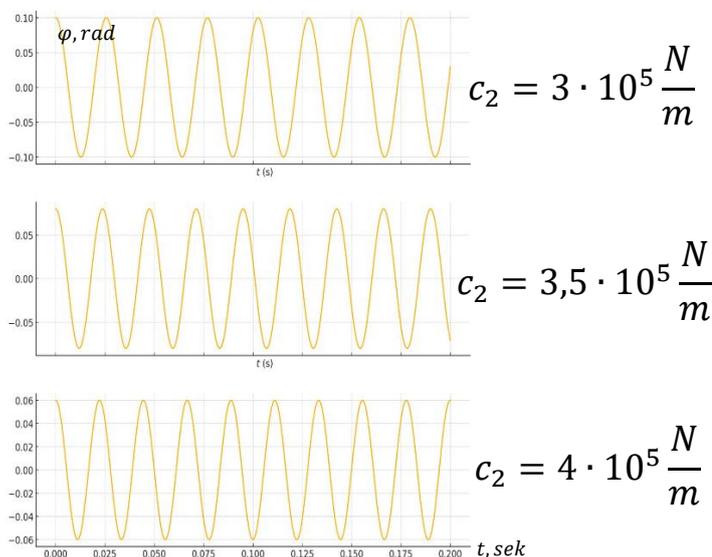


Рисунок 6. Графики зависимости углового перемещения части барабана от времени

При различных значениях эластичности пружины c_2 были получены графики зависимости углового перемещения части барабана от времени (рисунок 6).

При жесткости пружин $c_1 = 1,75 \cdot 10^5$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5$ N/m значение частоты колебаний составило $\omega = 42,11 Hz$, а амплитуда колебаний $A_b = 0,06 rad$ что

является оптимальным. Был получен график зависимости частоты колебаний от жесткости пружины (рисунок 7).

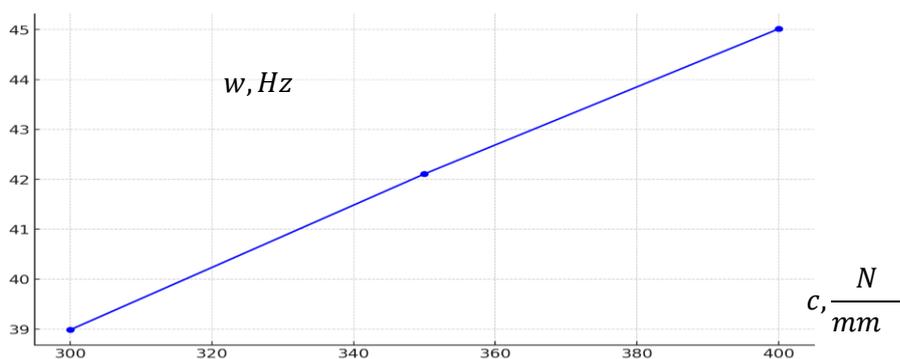
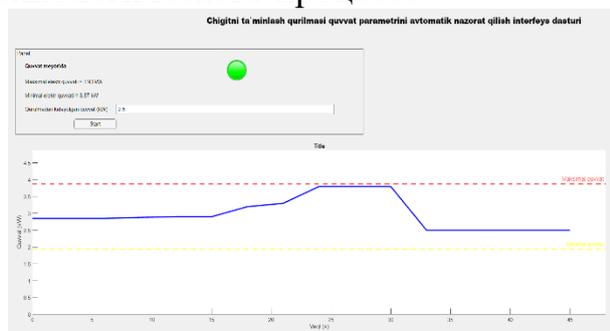
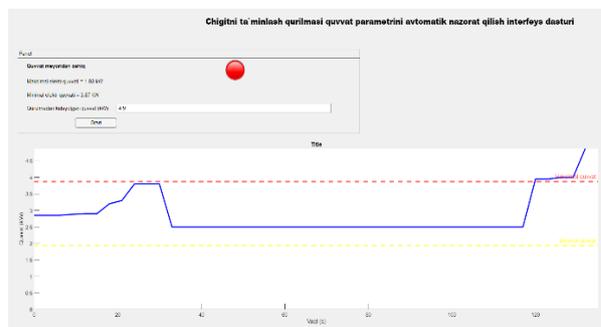


Рисунок 7. График зависимости увеличения жесткости пружины от частоты колебаний системы

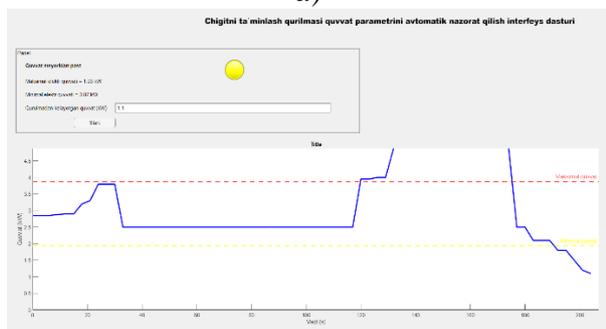
Была разработана интерфейсная программа для автоматического контроля мощности устройства питания семян (рисунок 8). С помощью этой программы была выявлена возможность достижения энергоэффективности через контроль технологического процесса.



a)



b)



c)

Рисунок 8. Состояния мощности электродвигателя в реальном времени
a) нормальное состояние нагрузки,
b) состояние с перегрузкой,
c) состояние с недогрузкой.

В четвертой главе диссертации, озаглавленной «Экспериментальные исследования агрегата питающего барабана и цепной передачи в его приводе, а также определение экономической эффективности», изучено влияние изменения значений крутящего момента и угловой скорости на эффективность передачи семян.



Рисунок 9. Экспериментальная конструкция питающего барабана

Изучено влияние инерционно-импульсных сил, возникающих за счет пружин в барабанах, на производительность агрегата (рисунок 9). Экспериментальные испытания проводились при угловых скоростях барабана:

$$\omega = 0,21; 0,26; 0,31 \frac{rad}{sek} \text{ моментах}$$

технологического сопротивления: $M = 2 \cdot 10^3; 2,5 \cdot 10^3; 3 \cdot 10^3 Nm$

Изучено влияние жесткости пружины и эластичного элемента цепи на кинематические и динамические параметры рабочей оси барабана.

На рисунке 10 для барабанных пружин с жесткостью $c_1 = 1,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ эластичной втулки ролика цепи марки 14D-MBS из резины, угловая скорость вала барабана $\omega_b = 0,21 \frac{rad}{sek}$ и момент, возникающий при технологическом сопротивлении, $M_q = 2 \cdot 10^3 Nm$ были определены соответствующие значения.

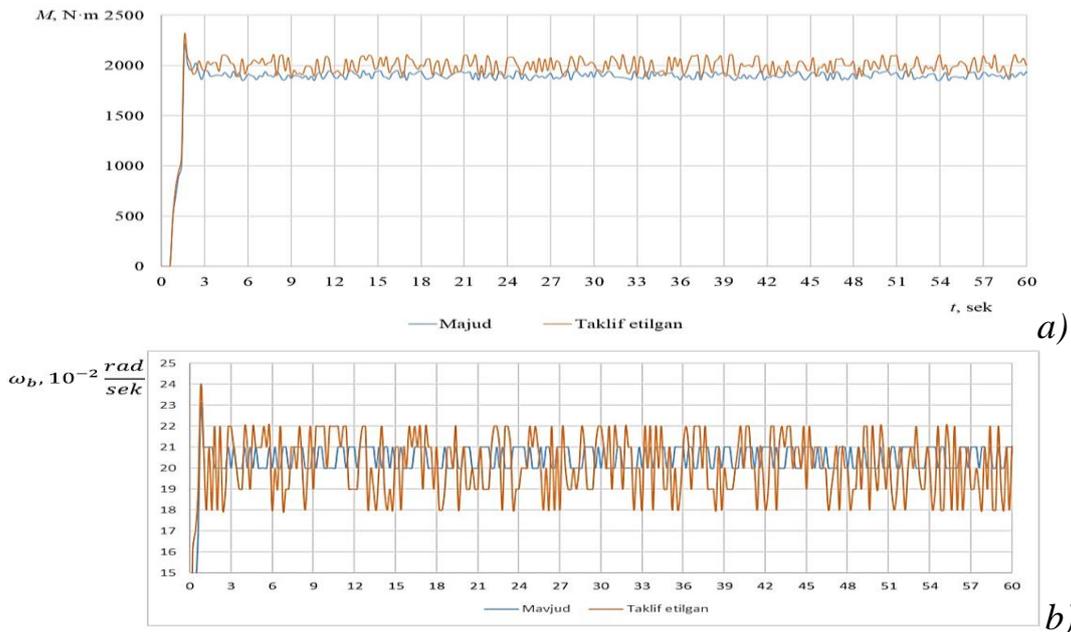


Рисунок 10. Осциллограммы зависимости крутящего момента (а) и угловой скорости (б) на валу барабана от времени при жесткости пружин $c_1 = 1,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$

При жесткости пружин $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ эластичной втулке ролика цепи марки ТМКЦ-С1009 из резины, угловой скорости вала барабана $\omega_b = 0,26 \frac{rad}{sek}$, и моменте, возникающем при технологическом сопротивлении

$M_q = 2,5 \cdot 10^3 Nm$ были получены осциллограммы изменения крутящего момента и угловой скорости на рабочем валу.

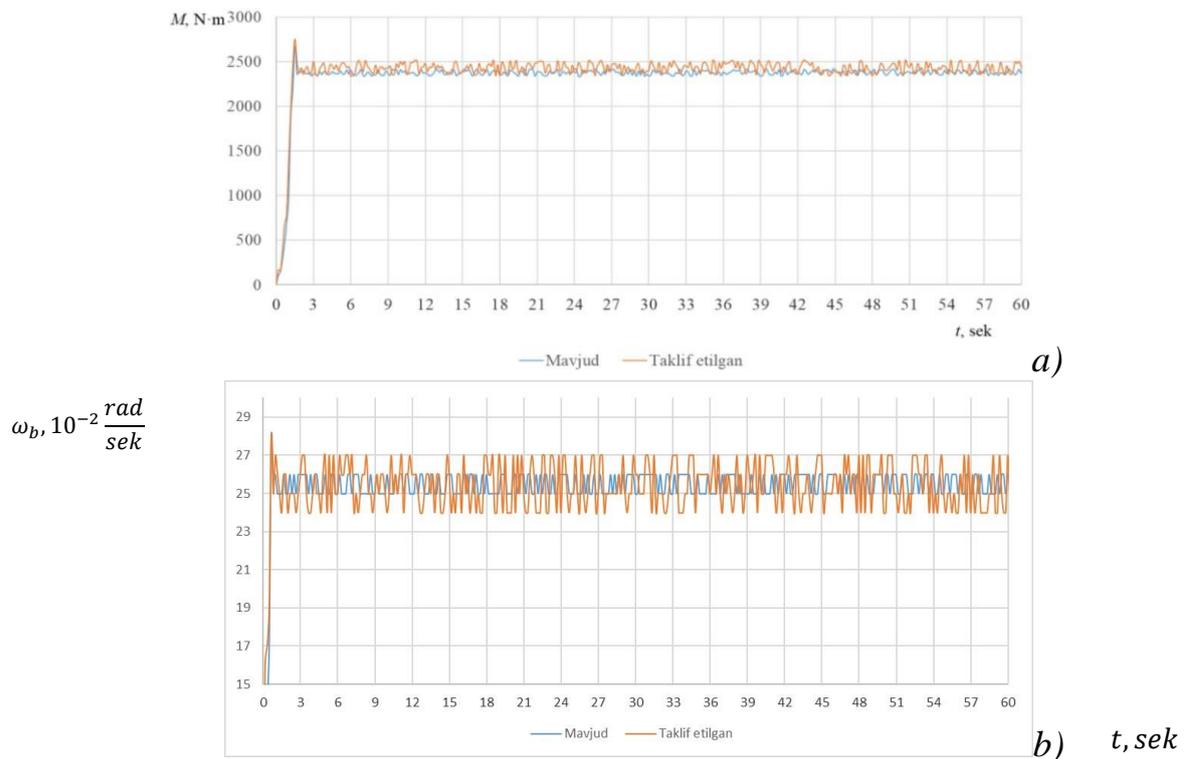


Рисунок 11. Осциллограммы зависимости крутящего момента (а) и угловой скорости (б) на валу барабана от времени при жесткости пружин

$$c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}, c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$$

На основе анализа приведенных графиков можно отметить, что для предлагаемого устройства питания семян рекомендовано использование пружин барабана с жесткостью $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, эластичной втулки ролика цепи марки ТМКЩ-С1009 из резины, а также угловой скорости вала барабана $\omega_b = 0,26 \frac{rad}{sek}$. Рекомендуемое среднее значение крутящего момента на валу барабана составляет $M_{ср} = 2920 Nm$ и его диапазон изменения $\Delta M = 202 Nm$, что позволяет достичь оптимального показателя питания семян. График зависимости крутящего момента на валу барабана от жесткости пружины с большой жесткостью приведен на рисунке 12.

В существующем барабане минимальное значение угловой скорости составляет $30,1 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, максимальное значение $31,2 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, а амплитуда колебаний $\Delta \omega_b = 0,8 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$. В результате внедрения пружины с высокой жесткостью минимальное значение угловой скорости в вибрационном барабане составляет $29,1 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, максимальное значение $31,9 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$. Это приводит к увеличению амплитуды колебаний угловой скорости $\Delta \omega_b = 1,8 \cdot 10^{-2} \frac{rad}{sek}$, что в 1,64 раза больше, чем у существующего барабана.

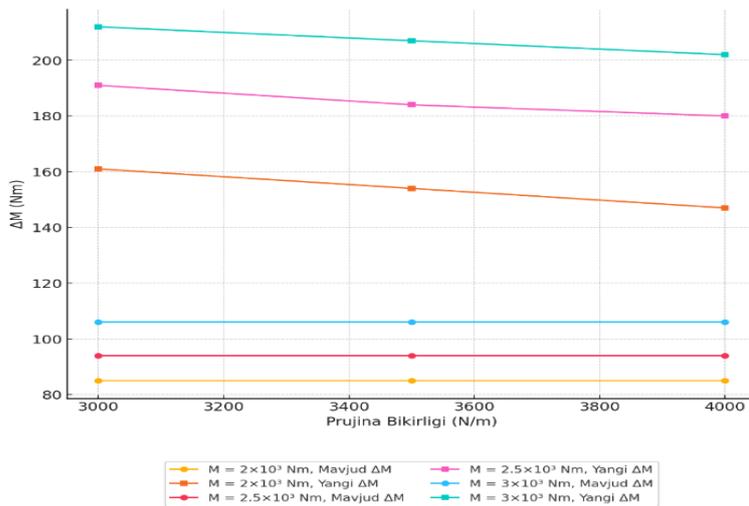


Рисунок 12. График зависимости изменения значения момента технологического сопротивления от диапазона изменения крутящего момента на валу барабана

Сравнение теоретических и экспериментальных значений показало, что их максимальная разница, то есть разница в амплитуде колебаний угловой скорости вала питающего барабана, составила 1,88 раза. На рисунке 13 приведены графики зависимости изменения амплитуды угловой скорости от увеличения технологического сопротивления для существующего и предлагаемого барабана.

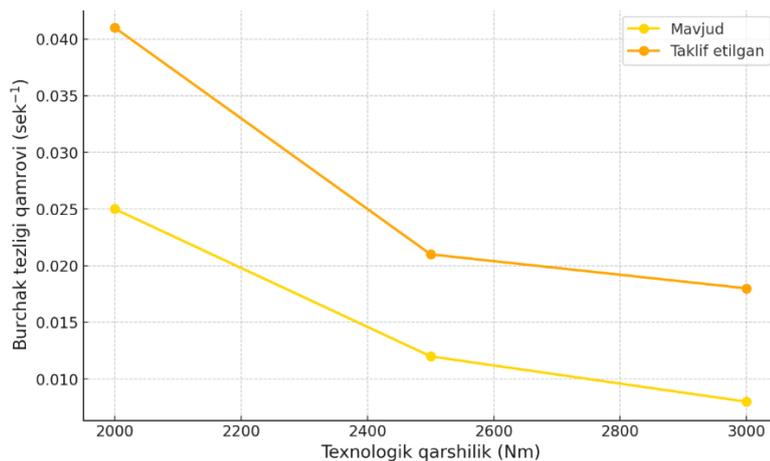


Рисунок 13. Графики зависимости увеличения значения технологического сопротивления от амплитуды угловой скорости вала барабана

Результаты сравнительного анализа, полученные при внедрении предлагаемого устройства питания семян, приведены в таблице 2.

Из таблицы можно увидеть, что благодаря вибрационному движению предложенного барабана увеличивается интенсивность заполнения промежутков между пластинами барабана. При этом обеспечивается надежное обеспечение непрерывности потока хлопка в бункере и его выведения через выходное отверстие. Это, в свою очередь, повышает уровень рабочего коэффициента питания устройства.

Годовая экономическая эффективность использования вибрационного барабана и цепной передачи с составным роликом в устройстве питания хлопка составила 312 851 202,0 сум.

Таблица 2.

Результаты сравнительного анализа предлагаемого барабана

№	Устройство питания семян барабан	Число оборотов питающего барабана $n_b, \frac{об}{min}$	Коэффициент питания $tonna/ч$	Ежедневный показатель питания продукции (3 смены, 7 часов) $tonna$	Ежегодный показатель питания продукции,	Ежегодное время простоя в процессе питания
1.	Существующий барабанный	2	4,5	83,25	21 299,2	384
	Вибрационный барабан		5,1	107,1	27 417,6	17
2.	Существующий барабанный	2,5	5,6	103,6	26 368,0	384
	Вибрационный барабан		6,4	134,4	34 406,4	19
3.	Существующий барабанный	3	6,7	123,95	31,731	384
	Вибрационный барабан		7,6	159,6	40 857, 6	21

ВЫВОДЫ

1. С учетом эксплуатационных характеристик технологических машин предприятия по производству масла из растений, определяются задачи разработки конструкций барабана и цепной передачи, обеспечивающих оптимальные параметры питания хлопка для агрегата питания на машины линтерования.

2. На сегодняшний день были определены физико-механические свойства пяти видов высококачественного хлопкового волокна, выращиваемого в данном регионе: $M_n = 9,4383\%$; средняя длина хлопка $l_{ch} = 9,65 \text{ mm}$; ширина $b_{ch} = 5,37 \text{ mm}$; толщина $h_{ch} = 5,40 \text{ mm}$; средний геометрический диаметр $D_g = 6,54 \text{ mm}$; средний арифметический диаметр $D_a = 6,8 \text{ mm}$; объем $V_{ch} = 147,2 \text{ mm}^3$; сферичность $\Phi = 67,80\%$; площадь плоской поверхности $A_f = 43,22 \text{ mm}^2$; поперечная поверхность $A_t = 22,82 \text{ mm}^2$; контактная поверхность $C_{ch} = 46,46 \text{ mm}^2$; общая поверхность $A_{ch} = 131 \text{ mm}^2$; средняя масса одного хлопка $m_{ch} = 0,1102 \text{ g}$; объемная плотность $\rho_h = 0,4696 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ истинная плотность $\rho_x = 1,086 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$; пористость $P_f = 56,45\%$; проекционная поверхность $47,35 \text{ mm}^2$; угол равновесия $\phi = 46^{\circ}40'$; коэффициент статического трения на мягкой стали $\mu = 0,34$; на фанере $\mu = 0,36$; на стекле $\mu = 0,23$. Также было определено, что средняя сила разрушения хлопка $F = 61,24 \text{ N}$, а среднее значение коэффициента деформации составило $4,32\%$

3. Для устройства питания хлопка разработана эффективная конструкция нового вибрационного барабана, приводимого в движение цепной передачей.

4. По результатам лабораторных испытаний, при внедрении предлагаемого вибрационного барабана в устройство питания, годовой показатель поставки продукции ($n_b = 3$ цикла/мин) составил 40 857,6 тонн, что на 29% больше по сравнению с существующими барабанными устройствами (для существующего барабана показатель составил 31 731 тонна). Также было установлено, что ресурс работы предложенной цепной передачи с эластичным элементом увеличился на 15%, а относительное удлинение цепного звена составило 1,2%.

5. Были получены формулы, выражающие возможности передачи хлопка в предлагаемом устройстве питания. На основе численных значений оптимальных параметров технологического процесса были определены давление, возникающее на выходном отверстии бункера (47,336 кПа), нагрузка, воздействующая на устройство питания (51,43 кН), сила, разрушающая слой хлопка (20,57 кН), а также производительность агрегата и параметры мощности.

6. Был проведен кинематический расчет привода устройства питания. Для устройства был рекомендован электродвигатель: АИР-32М8, P=5,5 кВт, n=719 мин⁻¹. На основе производственных параметров были определены параметры составной роликовой цепной передачи, и было рекомендовано значение шага цепи $t = 44.45 \text{ mm}$.

7. Была разработана расчетная схема конструкции барабана и получена математико-динамическая модель механической системы. На основе численного решения установлено, что для обеспечения оптимальной работы барабана жесткости пружин, соединяющих его секции, должны составлять: $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$ при этом частота колебаний $\omega = 42.11 \text{ Hz}$, Амплитуда $A_b = 0,1 \text{ rad}$ что является целесообразным.

8. Была разработана интерфейсная программа для автоматического контроля параметров мощности устройства питания семян.

9. Экспериментальным методом было установлено, что при использовании в устройстве питания вибрационного барабана и составной роликовой цепной передачи, приводящей его в движение, закономерности изменения крутящего момента и угловой скорости на валу барабана зависят от технологического сопротивления, жесткости пружин и жесткости эластичного элемента составного ролика.

10. При технологическом сопротивлении $M = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ жесткости пружин $c_1 = 1,75 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, $c_2 = 3,5 \cdot 10^5 \frac{N}{m}$, и при использовании эластичной втулки из резины марки ТМКЩ-С1009 в ролике цепи, это решение признано целесообразным. В этих условиях амплитуда технологического момента сопротивления составила $\Delta M = 184 \text{ Nm}$, а изменение угловой скорости $\Delta \omega_b = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ что обеспечило высокую производительность агрегата. Установлено, что в предлагаемом барабане по сравнению с существующим значение изменения угловой скорости увеличилось в 1,64 раза.

11. При внедрении вибрационного барабана и составной роликовой цепной передачи в агрегат питания волокнистого хлопка, по сравнению с существующим агрегатом, годовой экономический эффект составил 312 851 202 сум.

**SCIENTIFIC COUNCIL TO AWARDING OF THE SCIENTIFIC
DEGREES PhD.03/30.09.2023.T.66.01 AT
NAMANGAN INSTITUTE OF ENGINEERING AND TECHNOLOGY**

NAMANGAN INSTITUTE OF ENGINEERING AND TECHNOLOGY

ALIEV ELMUROD BOTIRJONOVICH

**DEVELOPMENT OF AN EFFICIENT DESIGN AND PARAMETERS OF A
SEED FEED DRUM**

05.02.03 – Technological machines. Robots, mechatronics and robotic systems

**DISSERTATION ABSTRACT OF
philosophy doctor of TECHNICAL SCIENCES (PhD)**

Namangan – 2025

The topic of the dissertation of the Doctor of Philosophy (PhD) in the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan B2024.2.PhD/T4673 registered under number.

Dissertation work It was completed at the Namangan Engineering and Technological Institute .

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (summary) on the website of the Academic Council and on the information and educational portal “Zionet” (www.ziyonet.uz).

Scientific supervisor :

Mamakhanov Azam

Doctor of Technical Sciences, Professor

Official opponents :

Sayidmurodov Mirzohid

Doctor of philosophy in technical sciences, associate professor

Turdaliev Vohid

Doctor of Technical Sciences, Professor,

Leader Organization :

Andijan Machine-Building Institute

Dissertation protection Namangan engineering - technology institute PhD.03/30.09.2023.T.66.01 under digital Scientific of the council on “2” may 2025 year at 14:00 o'clock at the meeting become will pass. (Address: 160115, Namangan city, Kosonsoy street 7. Tel: (99869) 228-76-71 Fax: (99869) 228-76-75; e-mail: niei_info@edu.uz , Namangan Engineering and Technology Institute, building 3, 1st floor, small conference hall .

The dissertation can be viewed at the Information Resource Center of the Namangan Engineering and Technology Institute (registered under number 380). Address: 160115, Namangan city, Kosonsoy street, 7. Tel: (99869) 228-76-71 Fax: (99869) 228-76-75.

The dissertation abstract was distributed on “16” april, 2025

(Registered minutes No. 29/3 dated “22” february, 2025)

A.M. Makhkamov

Deputy of the chairman of the Academic Council for Awarding Academic Degrees, Doctor of Technical Sciences, Dsc, Associate Professor

Sh. Mahsudov

Scientific Secretary of the Academic Council for Awarding Academic Degrees, Philosophy Doctor of technical sciences, Ph.D, Associate Professor

N.M. Safarov

Chairperson of Scientific-Research Seminar under the Academic Council for Awarding Academic Degrees, Doctor of Technical Sciences, Professor

INTRODUCTION (abstract of the dissertation of a Doctor of PhD thesis)

The purpose of the research work. To develop the constructions of the lint cotton seed feeding drum and the energy-efficient effective chain drives with flexible elements that transmit motion to it, as well as to substantiate their working parameters.

As the object of the research, a feeding drum of a device supplying cotton to the linter machines in the oil industry bunkers and its chain drive in the transmission have been taken.

The scientific novelty of the study is as follows:

a mathematical model has been developed to determine the vertical pressure at the bunker outlet, the load acting on the feed drum, the force cutting through the cotton layer, and the amount of cotton flow, taking into account the friction coefficient of cotton on the bunker wall and the oscillatory motion of the drum,

a dynamic model expressing the vibration laws of the drum segment under the influence of external forces has been obtained, and it has been determined that an increase in spring stiffness leads to an increase in the vibration frequency of the drum. It has been substantiated that at a certain spring stiffness and drum vibration frequency, the cotton flow remains uniform,

it has been identified that when using a vibratory drum and a drive composed of a compound roller chain transmission, the feeding performance increases by 1.13 times, and the service life of the chain transmission increases by 1.15 times,

through experimental methods, it has been determined that when the vibratory drum and the compound roller chain transmission used in the feeding device are applied, the variation laws of the torque and rotational speed on the feed drum shaft depend on the feeding performance, and the increase of torque within the vibration range follows a nonlinear pattern.

Implementation of research results. Based on the results obtained in creating new, energy-efficient constructions of the feeding drum and the chain drives that transmit motion to it:

Patents for 2 inventions and 1 utility model for the construction of chain drives with flexible elements have been granted by the Intellectual Property Agency of the Republic of Uzbekistan. As a result, mechanisms for transmitting motion in the feeding drum drives have been improved to increase their service life and reliability, as well as to reduce noise levels in the working areas.

The rational parameters of the feeding drum and its motion transmission mechanisms have been implemented at “Namangantolatekstil” LLC (according to the certificate KC/3-291–dated August 30, 2024, of the Association of Oil and Oil Products Enterprises). As a result, continuous, stable cotton feeding has been ensured in the technological system, and the number of stops in the drives has been reduced by an average of 2 times. The efficiency of the feeding drum drive supplying cotton to the linter machines has increased by 1.13 times annually, and the service life of the drives has increased by 1.15 times.

The structure and scope of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of references and appendices. The volume of the dissertation is 118 pages.

E'LON QILINGAN ISHLAR RO'YXATI
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I-bo'lim (I часть; part I)

1. Алиев. Э., Джураев А., Махмудов А., А. Мамахонов. Цепная передача Патент. Рес. Узб. № FAP01288.Бюлл., №3. 2018 г.
2. Алиев. Э., Джураев А., Юнусов С.,. Цепная передача Патент. Рес. Узб. № IAP05745. Бюлл., №1. 2019г.
3. Алиев. Э., Джураев А.,А. Мамахонов., Юлдашев К. Цепная передача Патент. Рес. Узб. № IAP06200. Бюлл., №4. 2020г..
4. Алиев. Э., Джураев А., Мамахонов.А., Усмонхўжаев С. Технологик машиналарнинг қайишқоқ элементли занжирли узатмалари конструкциялари ва ҳисоблаш методларини ишлаб чиқиш Монография, Наманган 2021. 224-бет.
5. Алиев. Э., Джураев А., Мамахонов.А Неравномерность угловой скорости ведомой звездочки цепной передачи с упругой втулкой ролика. “Научно-технический журнал” ФерПИ,Том 21. № 4, 2017. С. 35-39 (05.00.00; №20)
6. Алиев. Э., Джураев А., Юлдашев К., А. Мамахонов Определение амплитуды собственных колебаний оси на упругих опорах цепи передачи. “Научно-технический журнал” ФерПИ, Спец. Вып. 3, 2018. С. 64-67. (05.00.00; №20)
7. Алиев. Э., Джураев А., Юлдашев К., А. Мамахонов Анализ амплитуды и частоты колебаний составного ролика цепи передачи “Научно-технический журнал” ФерПИ, Спец.вып. 3, 2018. С. 188-191. (05.00.00; №20)
8. Алиев. Э., Юлдашев К., А. Мамахонов., Хикматуллаев И. Таркибли етакланувчи юлдузчали занжирли узатма занжирининг ишлаш муддатини аниқлаш НамМТИ “Илмий техника журнали”, Том 23. 2018. №4., –Б. 90-93. (05.00.00; №33)
9. Aliyev. E., Mamaханov.A Chigitni ta'minlash qurilmasining zanjirli uzatmasi parametrlarini hisoblash. NamQI “Qo‘rilish va ta’lim ilmiy jurnali” 3 jild. 2024 №-2., В-184-191(05.00.00; ОАК Rayosatining 2023-yil 30-oktyabrdagi №345/3-son qarori)
10. Aliyev. E., Mamaханov.A Tukli chigitni ta'minlash barabanining ishchi parametrlarini asoslash NamQI “Qurilish va ta’lim ilmiy jurnali” 4 jild. 2024 №-4., В-114-122 (05.00.00; ОАК Rayosatining 2023-yil 30-oktyabrdagi №345/3-son qarori)
11. Aliyev. E., Mamaханov.A Development of efficient chain transmission construction based on analysis of constructive characteristics of chain drives of technological machines NamMTI “Scientific and Technical Journal NamIET” Vol 8, 2023 Issue 4., 159-169 (05.00.00; №33)
12. Aliyev. E., Mamaханov.A. Development of a new rotary feeder design and based flow parameters for a seed feeder device НамМТИ “Scientific and Technical Journal NamIET” Vol 9, 2023 Issue 1., 249-259 (05.00.00; №33)
13. Aliyev. E., A.A.Mamakhonov, I.A.Khikmatillayev Experimental studies of resource-efficient roller chain drive Tashkent state technical university named after Islam Karimov “Technical science and innovation” 2023, Special edition. 81-89 (05.00.00; №102)

14. Aliyev. E Mamaxonov A Paxta chigitni ta'minlash qurilmasi uchun samarali baraban konstruksiyasini ishlab chiqish va ish unumdorligini aniqlash NamQI "Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali" Maxsus son 2023 №4., 238-245 (05.00.00; OAK Rayosatining 2023-yil 30-oktyabrdagi №345/3-son qarori)

15. Aliyev. E., Mamaxonov A. Determination of physical and mechanical properties of fuzzy cottonseed. cahiers magellanes-NS. Volume 06 Issue 2 2024, 7898-7907 ((1) Web of Science)

II-bo'lim (II часть; part II)

16. Алиев. Э., Джураев А., Мамахонов. А., Бозоров С. Занжирли узатма етакловчи тармоғи таранглигига таркибли таранглаш ролиги параметрларининг таъсири. Сборник научных трудов «Актуальные вызовы современной науки» Выпуск 3, Часть 1 Переяслав-Хмельницкий-2016, С. 83-88.

17. Aliev. E. Chigitni ta'minlash qurilmasi quvvat parametrini avtomatik nazorat qilish interfeys dasturini ishlab chiqish "Xalqaro standartlar asosida maxsulot sifatini ta'minlashda energiya va resurstejamkor zamonaviy texnologiyalarni qo'llashning innovasion usullari" Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy anjuman NamMTI 2024, B 534-537.

18. Э.Б.Алиев А. Мамахонов. Определение жесткости упругой втулки составной ролика цепной передачи Замонавий ишлаб чиқариш шароитида техника ва технологияларни такомиллаштириш ва уларнинг иқтисодий самарадорлигини ошириш. Илмий амалий анжуман тўплами, НамМТИ. Наманган 2017, Б. 309-315

19. Э.Б.Алиев Юлдашев К., Мамахонов. А Таркибли таранглаш роликли занжирли узатманинг занжири тебранишлари математик модели. "Инновацион ривожланиш даврида интензив ёндашув истиқболлари" мавзусидаги халқаро конференция материаллари тўплами. Наманган 2018 йил 10-11 июль, Б.289-292

20. Э.Б.Алиев Джураев А., Мамахонов. А, Юлдашев К. Етакланувчи юлдузчаси таркибли занжирли узатма узатиш нисбати нотекислигини ўрганиш. Замонавий ишлаб чиқаришнинг иш самарадорлиги ва энерго-ресурс тежамкорлигини ошириш муаммолари" мавзусидаги халқаро илмий-амалий анжуман 3-4 октябрь 2018 йил, Андижон, Б.163-167

21. E.B.Aliev A.Mamaxonov, I.Xikmatillaev Zanjirli uzatma yetaklovchi tarmog'i tarangligini tarkibiy taranglash roligi bikrligiga ta'siri. NamMTI "Informatsion texnologiyalar vaqtisodiyot tarmoqlarini rivojlantirishda nanofizika va fotoenergetika sohalarining zamonaviy muammolari va yechimlari" xalqaro ilmiy-amaliy anjuman materiallari to'plami 25-26-oktabr 2023 йил, Namangan, B. 27-31

22. E.B.Aliev A.Mamaxonov, I.Xikmatillaev Tarkibli taranglash rolikli zanjirli uzatmasining zanjirini tebranishlari matematik modeli NamMTI "Informatsion texnologiyalar vaqtisodiyot tarmoqlarini rivojlantirishda nanofizika va fotoenergetika sohalarining zamonaviy muammolari va yechimlari" xalqaro ilmiy-amaliy anjuman materiallari to'plami 25-26-oktabr 2023 yil, Namangan, B. 29-31

23. Aliev. E., A. Mamaxonov Chigitni ta'minlash qurilmasi quvvat parametrlarini avtomatik nazorat qilish interfeys dasturi Intellektual mulk agentligi, № DGU 45014. 22.11.2024y.

Avtoreferat Namangan muhandislik-texnologiya instituti ilmiy-texnika jurnali tahririyatida tahrirdan o'tkazildi va o'zbek, rus, ingliz tillaridagi matnlari mosligi tekshirildi (14.04.2025 y.).

Bosishga ruxsat etildi: 14.04.2025 yil.
Bichimi 60x841/16, «Times New Roman»
garniturada raqamli bosma usulida bosildi.
Shartli bosma tabog'i 3.0 Adadi: 70. Buyurtma: № 13/04
NamMTI bosmaxonasida chop etilgan.
Bosmaxona manzili: 160115, Namangan shahri, Kosonsoy ko'chasi, 7-uy.