

**TOLALI EKINLAR ILMIY-TADQIQOT INSTITUTI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.30/30.11.2021.T.141.01
RAQAMLI ILMIY KENGASH**

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
M.T.O‘ROZBOYEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK
MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

ABDISALOMOV MIRZO SAIDOVICH

**CHIGIT CHIQRISH QUVURIDAGI TESHIKLAR VA HARAKAT
UZATISH TIZIMI PARAMETRLARINI ASOSLASH**

05.02.03 – Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari

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

Toshkent – 2025

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

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

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

Abdisalomov Mirzo Saidovich

Chigit chiqarish quvuridagi teshiklar va harakat uzatish tizimi parametrlarini
asoslash..... 3

Абдисаломов Мирзо Саидович

Обоснование параметров перфорации и привода семяотводящей трубы
..... 24

Abdisalomov Mirzo Saidovich

Justification of parameters of perforation and drive of the seed pipe 45

E‘lon qilingan ishlar ro‘uxati

Список опубликованных работ

List of published works 48

**TOLALI EKINLAR ILMIY-TADQIQOT INSTITUTI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.30/30.11.2021.T.141.01
RAQAMLI ILMIY KENGASH**

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI FANLAR AKADEMIYASI
M.T.O‘ROZBOYEV NOMIDAGI MEXANIKA VA INSHOOTLAR SEYSMIK
MUSTAHKAMLIGI INSTITUTI**

ABDISALOMOV MIRZO SAIDOVICH

**CHIGIT CHIQRISH QUVURIDAGI TESHIKLAR VA HARAKAT
UZATISH TIZIMI PARAMETRLARINI ASOSLASH**

05.02.03 – Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari

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

Toshkent – 2025

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2023.4.PhD/T2656 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya O'zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasi M.T.O'rozboyev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus va ingliz (rezyume)) "Tolali ekinlar ilmiy tadqiqot instituti" huzuridagi ilmiy Kengash web-sahifasida (www.paxtasanoatilm.uz) va "Ziyonet" axborot ta'lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Muxammadiev Davlat Mustafaevich
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Rosulov Ruzimurad Xasanovich
texnika fanlari doktori, professor

Rayimkulov Jakhongir Kulmurodovich
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD)

Yetakchi tashkilotlar:

Farg'ona politexnika instituti

Dissertatsiya himoyasi Tolali ekinlar ilmiy-tadqiqot instituti huzuridagi DSc.30/30.11.2021.T.141.01 raqamli ilmiy kengashning 2025 yil "8" aprel soat 11⁰⁰ dagi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 111202, Toshkent viloyati, Qibray tumani, Botanika MFY O'zPITI ko'chasi, PSUYAITL. Tel.: (+99871) 207-04-03; faks: (+99871) 256-04-21; e-mail: info@paxtasanoatilm.uz (Paxta seleksiyasi, urug'chiligi va yetishtirish agrotexnologiyalari ilmiy tadqiqot instituti binosi, 1-qavat, majlislar zali).

Dissertatsiya ishi bilan Tolali ekinlar ilmiy-tadqiqot instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (ro'yxatdan o'tgan 39-son). 111202, Toshkent viloyati, Qibray tumani, Botanika MFY O'zPITI ko'chasi, PSUYAITL. Tel.: (+99871) 207-04-03.

Dissertatsiya avtoreferati 2025 yil "28" mart kuni tarqatildi.

(2025 yil "28" mart 40-raqamli reysr bayonnomasi).



T.M. Quliyev
Ilmiy daraja beruvchi ilmiy
kengash raisi, t.f.d., prof.

M.R. Mo'minov
Ilmiy daraja beruvchi ilmiy
kengash ilmiy kotibi, t.f.f.d., k.i.x.

R.Sh. Sulaymanov
Ilmiy darajalar beruvchi
ilmiy kengash huzuridagi
ilmiy seminar raisi, t.f.d., prof.

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotasiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda paxtani dastlabki qayta ishlash uchun energiya-resurstejamkor texnologiya va texnika vositalarini qo'llash yetakchi o'rinlardan birini egallamoqda. Dunyo miqyosida 24,7 million tonna paxta yetishtirilishini va paxta bozorining hajmi 2024 yilda 51,32 milliard dollarga baholanishini va 2024-2029 yillarda yillik o'sish sur'ati (CAGR) 4,56 foizni tashkil etishini, 2029 yilga kelib esa 64,15 milliard dollarga yetishi kutilmoqda¹. Bu paxtani tozalashni sifatli amalga oshiradigan mashinalarni amaliyotga joriy etishni taqozo etadi. Shu jihatdan paxtani tozalash uchun ish sifati yuqori hamda energiya-resurstejamkor texnika vositalari va qurilmalaridan foydalanish muhim ahamiyatga ega hisoblanadi.

Jahonda paxta va uning mahsulotlarini tabiiy sifatini saqlash va raqobatbardoshligini oshirishni uchun resurstejamkor texnologiyalar va texnika vositalarining yangi ilmiy-texnikaviy yechimlarini ishlab chiqishga yo'naltirilgan ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Bu borada, paxtani dastlabki qayta ishlash bosqichida – paxtadan tolani ajratish jarayonida yuqori ish sifatini ta'minlash hamda energiya va resurslarni tejashni amalga oshiradigan energiya-resurstejamkor mashinani ishlab chiqish hamda uning texnologik jarayoni, parametrlari va ish rejimlarini asoslashga alohida e'tibor berilmoqda.

Respublikamizda paxta-to'qimachilik ishlab chiqarishini rivojlantirish uchun paxta tozalash texnologik mashinalarini modernizatsiya qilish asosida paxta xom ashyosini qayta ishlash rentabelligini hamda ishlab chiqarilayotgan mahsulotlarning raqobatbardoshligini oshirish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda. 2022—2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan «30-maqсад: Qishloq xo'jaligini ilmiy asosda intensiv rivojlantirish orqali dehqon va fermerlar daromadini kamida 2 baravar oshirish, qishloq xo'jaligining yillik o'sishini kamida 5 foizga yetkazish.»² bo'yicha muhim vazifalar belgilab berilgan. Ushbu vazifalarini amalga oshirishda, jumladan, arrali tola ajratgich chigit chiqarish quvuridagi teshiklar va harakat uzatish tizimi parametrlarini asoslash muhim ahamiyat kasb etmoqda.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 21-yanvarda qabul qilingan "To'qimachilik va tikuv-trikotaj korxonalarida chuqur qayta ishlash va yuqori qo'shilgan qiymatli tayyor mahsulotlar ishlab chiqarishni hamda ularning eksportini rag'batlantirish chora-tadbirlari to'g'risida" PF-53-sonli Farmoni, 2021-yil 23-fevraldagi "O'zto'qimachilik sanoat" uyushmasining "To'qimachilik va tikuv-trikotaj sohasini rivojlantirish jamg'armasi mablag'larini shakllantirish va undan foydalanish tartibi to'g'risidagi" nizomni tasdiqlash haqida" 93-sonli O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining Qarori, 2017-yil 28-noyabrdagi O'zbekiston Respublikasi Prezidentining "Paxtachilik tarmog'ini boshqarish tizimini tubdan takomillashtirish chora – tadbirlari to'g'risida"gi PQ-3408 sonli qarori, Vazirlar Mahkamasining

¹ <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/cotton-trade-analysis>

² O'zbekiston Respublikasi Prezidentining "2022—2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida" 2022 yil 28 yanvardagi PF-60 sonli Farmoni - <https://lex.uz/uz/docs/-5841063>

2018-yil 31-martdagi "Paxta-to'qimachilik ishlab chiqarishlari va klasterlari faoliyatini tashkil etish bo'yicha qo'shimcha chora tadbirlar to'g'risida"gi 253-sonli qarori, shuningdek mazkur faoliyatga bog'liq boshqa meyoriy-huquqiy hujjatlarda ko'rsatilgan vazifa va masalalarni amalga oshirishda ushbu dissertatsiya bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar hamda izlanishlar muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishi-ning ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. «Energetika, energiya va resurs-tejamkorlik» ustuvor yo'nalishiga muvofiq bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Arrali tola ajratgich ish unumdorligini oshirish va tola tabiiy sifatlarini saqlash uchun chigitni qo'shimcha chiqarishga yordam beruvchi chigit chiqarish quvurlar konstruksiyalarini o'rganish bo'yicha jahondagi yirik olimlar, jumladan C.B. Armijo va S.E. Hughs uskunalarni qayta jihozlashga, A.C. Griffin yuqori mahsuldorlikda tola sifatini o'rganishga muhim hissa qo'shgan. G.A. Holt muhandislik innovatsiyalariga yo'naltirilgan ishlanmalarni taklif etgan. G.J. Mangialardi qayta ishlash parametrlarini (namlik, ta'minlash tezligi) nazorat qilish bo'yicha tadqiqotlari olib borgan. Normativ va amaliy jihatlar T.D.Valco tomonidan qamrab olingan.

Amerikaning "Continental Eagle" kompaniyasi qo'shimcha chigit chiqarish qurilmalari (161, 201 modellar) yoki ularsiz (141) bo'lgan arrali tola ajratgichlarni ishlab chiqaradi. Zamonaviy konstruksiyalarda 1879 yildagi ikki kamerali Ellipse tola ajratgich printsiipi qo'llaniladi, bu AQSh, Hindiston va Xitoy kompaniyalari modellarida dolzarb bo'lib qolmoqda. Masalan, MY-171 mashinasi energiya sarfini kamaytirish va ishchi qismlarning xizmat qilish muddatini ko'paytirishni ko'rsatdi.

Mashinaning dinamik modellari, shu jumladan elastik-dissipativ elementlar, V.N. Korshun, V.S. Popovich, R.E. Pestretsova. N.V. Loshchinin birliklarning dinamikasini variator bilan o'rgangan va Yu.S.Korneev boshqariladigan muftaning tezlashishini tahlil qildi. I.I. Vulfson qo'zg'alish parametrlarining tebranishlarga ta'sirini aniqlagan, muhandislik hisoblash usullarini taklif qilgan.

Mashina agregatlari dinamikasini modellashtirish va hisoblashning zamonaviy yondashuvlari Jozef Steinhauser, Milan Nad', I.I. Vulfson va D.M. Muxammadievlar rezonans zonalari va tabiiy chastotalarni aniqlash I.M. Babakov va N.N. Nikitinlar kritik rejimlarda ishlaganda mashinalarga zarar yetkazmaslik imkonini beradi. Ushbu yondashuv agregatlarning ishonchliligi va samaradorligini oshiradi.

Bir kamerali arrali tola ajratgichning ishlashiga ko'plab tadqiqotlar bag'ishlangan. B.A.Levkovich tolaning tishlarda tutilishini yaxshilash va sirpanishini kamaytirish orqali arra ishlashi yaxshilanishi aniqlangan. G.I.Boldinskiy unumdorlikni aniq hisoblash formulasini ishlab chiqqan. B.I.Roganov ish kamerasini takomillashtirgan, uning hajmini oshirgan, bu esa xom ashyo valigining zichligini pasaytirgan.

D.A. Kotov va G.I. Boldinskiy 9 kg/soatgacha unumdorlik bilan chigitning qaytish koeffitsientini chigit taroqning holatiga qarab sozlash mumkinligini aniqlagan. A.Maqsudov va I.T.Maqsudovlar ish unumdorligining silindrning aylanish tezligi va xom ashyo valigi massasiga bog'liqligini, shuningdek, fartuk geometriyasining sifat va energiya samaradorligiga ta'sirini o'rganganlar.

T.Saidxo‘jayev arralararo masofani o‘zgartirmasdan hosildorlikning oshishi tola uzunligiga ta’sir qilmasligini, uning kamayishi esa chigit chiqarish sifatini yomonlashishini ko‘rsatdi. K.S.Sobirov yuqori sifatli tola olish uchun ikki bosqichli tola ajratishni taklif qilgan, ammo bu yondashuv jarayonni murakkablashtiradi.

Tadqiqotlar arrali tola ajratgichlarning samaradorligini oshirishning ikkita asosiy yo‘nalishi aniqlangan:

1. Ishchi kameraning konstuktsiyasini o‘zgartirish (hajmi, fartuk egriligi).

2. Energiya sarfini kamaytiradigan va ish unumdorligini oshiradigan diskli tezlatgichlardan foydalanish (D.A.Kotov, M.Tillaev, lummus).

G.I Boldinskiy formulasiga ko‘ra, arrali tola ajratgichlarning ish unumdorligi soatiga bir arra uchun 21,7 kg ga etadi. G.D.Djabarov, S.D.Baltabaev, D.A.Kotov, N.D.Solovyovlar asosiy samaradorlik omili arra tishlaridan foydalanish tezligi ekanligini aniqladilar, bu esa xom ashyo valigining aylanish tezligining oshishi bilan ortadi. N.K.Safarov aylanadigan quvurli chigit chiqarishli tola ajratgichni taklif qildi, bu ham hosildorlikni oshiradi.

Tolalarni ajratish tizimlari uchun uzatmalarni tahlil qilish, xususan, paxta sanoatida tola sifatini saqlab qolish uchun energiya samaradorligini optimallashtirish va mexanik kuchlanishni kamaytirish muhimligini ta’kidlaydi. Yuqori unumdorlikni tejamkor energiya iste’moli bilan birlashtirgan samarali uzatmalarni yaratish, shuningdek, tolaning shikastlanishini minimallashtirish uchun robotli echimlarni joriy qilish bo‘yicha tadqiqotlar olib borilmoqda.

Olib borilgan tahlil natijalari paxtani qayta ishlash, xususan resurstejamkor arrali tola ajratish ishchi kamerasi profilining ish unumiga ta’siri masalalari yetarli darajada o‘rganilmaganini ko‘rsatadi. Xorijda ishlab chiqarilgan arrali tola ajratgichlarda to‘g‘ridan-to‘g‘ri mahalliy korxonalarda foydalanish imkonini bermaydi. Shu boisdan arrali tola ajratgich chigit chiqarish quvuridagi teshiklar va harakat uzatish tizimi parametrlarini asoslash katta ahamiyatga ega.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta’lim muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog‘liqligi.

Dissertatsiya tadqiqoti O‘zR FA M.T O‘razboyev nomidagi Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti ilmiy tadqiqot ishlari rejasining «Tola ajratish mashinasining chigitni chiqarish qurilmasidagi harakat uzatish tizimining muqobil ko‘rsatkichlarini nazariy va tajribaviy aniqlash» (2022-2024) amaliy mavzusi doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi paxtani dastlabki qayta ishlash texnologiyasi talablariga javob beruvchi resurstejamkor yangi texnologiyalar asosida takomillashgan arrali tola ajratgichning chigit chiqarish quvuridagi teshiklar va harakat uzatish tizimi parametrlarini asoslashdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

arrali tola ajratgich mashinasi texnologik jarayonini tahlil qilish va shu mashina uchun yangi konstruksiyadagi chigit chiqarish quvuridagi teshiklar va harakat uzatish tizimi parametrlarini asoslash;

matematik modellar asosida taqsimlangan parametrli chigit chiqaruvchi qurilmaning mashina agregatining harakatini tadqiq qilish;

arrali tola ajratgich chigit chiqaruvchi qurilmasining uzal va qismlarini mustahkamlikka hisoblash;

chigit chiqarish quvuridagi teshiklar joylashuvi va harakat uzatish tizimining ish unumdorligi, chigitning mexanik shikastlanishi va energetik ko'rsatkichlarini tajribaviy asoslash;

paxtani dastlabki qayta ishlash texnologiyasi talablariga javob beruvchi resurstejamkor chigit chiqaruvchi qurilmali arrali tola ajratgich samaradorligini aniqlash.

Tadqiqotning obyekti sifatida respublikadagi paxtaga dastlabki ishlov beruvchi arrali tola ajratgichning chigit chiqarish quvuri olingan.

Tadqiqotning predmetini arrali tola ajratgichning chigit chiqarish quvurining konstruksiyasi va texnologik ko'rsatkichlari, teshiklar joylashuv burchagi va quvur burchak tezliklari, paxtadan tola ajratish jarayoni rejimlari tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida differensial tenglamalarni yechishning sonli Runge-Kutta, maqbul parametrlarni topishda Gauss-Zaydel, regressiya tenglamalari asosida muqobillashtirishning Nyuton, matematik statistikaning rejalashtirish va tajriba natijalarini qayta ishlash usullaridan foydalanilgan. Teshikli quvur va shnekning egilishi, kuchga, mustahkamlik parametrlari va kritik aylanish tezligini (FEM) chekli elementlar usulidan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

taqsimlangan parametrlarga asoslangan arrali tola ajratgich teshikli quvurning kritik quvvat sarfi, burchak tezlanishi, tezligi va buralishlari A.E.Levin va M.M.Sokolovlar tavsiya etgan xarakteristikalaridan foydalanib aniqlangan;

ko'chish ko'rinishidagi chekli elementlar usuli (FEM) yordamida teshikli quvur va shnekning mustahkamlik parametrlari va kritik aylanish tezliklari hisoblangan hamda egilish momentlari, ko'ndalang kuchlar, ko'ndalang siljish epyuralari qurilib, havfli kesimlari aniqlangan;

teshikli quvur qurilmasining harakat uzatish tizimi revers sxemali planetar reduktor bilan jihozlanishi uzatma gabarit o'lchamlarini 30% ga, og'irligini 25% ga kamaytirib, tishlarning mustahkamlik sharti – 2,96 marta zaxira bilan ta'minlanishi aniqlangan;

xom ashyo valigining zichligi 286 kg/m^3 , quvurning aylanish tezligi 350 min^{-1} va quvur yuzasidagi teshiklarning burchagi 62° da chigit chiqarish quvurining ish unumdorligi $332,15 \text{ kg/soat}$, chigitning mexanik shikastlanishi $1,2\%$ va quvvat sarfi $1,44 \text{ kVt}$ ni tashkil etishi ko'p omilli regression modellarini tahlillari asosida aniqlangan;

chigitdan tolani ajratish jarayonida ish unumdorligini oshirish va energiya sarfini kamaytirish imkoniyatini beruvchi takomillashtirilgan arrali tola ajratgich mashinasi ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

taqsimlangan parametrlarga asoslangan arrali tola ajratgich teshikli quvurning konstruksiyasi, kinematikasi va harakat uzatish tizimining parametrlari asoslangan;

ko'chish ko'rinishidagi chekli elementlar usuli (FEM) yordamida teshikli quvur va shnekning dinamik ko'rsatkichlari va mustahkamlik parametrlarining o'zgarish traektoriyalari qurilgan;

tajribaviy tadqiqotlar natijasida xom ashyo valigining zichligi, quvurning aylanish tezligi va quvuri yuzasidagi teshiklar joylashuv burchagi chigit chiqarish quvurining maksimal ish unumdorligi, chigitning minimal mexanik shikastlanishi va minimal quvvat sarflari asoslangan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Tadqiqot natijalarining ishonchliligi dissertatsiyada shakllantirilgan ilmiy tamoyillar, xulosalar va tavsiyalar, nazariy va tajribaviy tadqiqotlarning bir biriga mos kelishi, aprotatsiya va joriy qilinishdagi natijalar, shuningdek natijalarni solishtirish, baholash mezonlariga ko'ra ularning adekvatligiga, o'tkazilgan tadqiqotlarning ijobiy natijalari va ularning ko'rib chiqilayotgan fan sohasidagi ma'lumotlariga qiyosiy tahlili bilan asoslanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati taqsimlangan parametrlarga asoslangan arrali tola ajratgich teshikli quvur va shnekning dinamik parametrlari va harakat uzatish tizimining mustahkamlik ko'rsatkichlari asoslanganligi hamda teshikli quvur va shnekning xavfli qismidagi tangensial kuchlanishlar va buralish burchagining qiymatlari aniqlanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati paxtadan tolani ajratish jarayonida xomashyo valigini chigit chiqarish moslamasining yaratilganligi hamda yuqori ish unumdorligida minimal mexanik shikastlanishni va minimal quvvat sarfini ta'minlashga qaratilgan arrali tola ajratgich teshikli quvur va shnekning kinematikasi, konstruksiyasi va texnologiyasi ishlab chiqilganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Paxtani dastlabki qayta ishlash texnologiyasi talablariga javob beruvchi resurstejamkor arrali tola ajratgich teshikli quvur va shnekni ishlab chiqish maqsadida olib borilgan tadqiqotlar asosida:

90 arrali tola ajratgichning takomillashtirilgan konstruksiyasi Toshkent viloyati Bo'ka tumani «APK Bo'ka» MChJ ga qarashli «Bo'ka paxta tozalash» korxonasi joriy etilgan («O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari» uyushmasining 2023 yil 11 dekabrda 03/22-1009-son ma'lumotnomasi). Natijada takomillashtirilgan 90 arrali tola ajratgich tatbiq etilishi hisobiga ish unumdorlikni 7,5% oshirishga va energiya sarfini 8,02% kamaytirishga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprotatsiyasi. Mazkur tadqiqot natijalari bo'yicha jami 8 ta ilmiy-texnik anjumanlarda shu jumladan, 6 ta xalqaro va 2 ta Respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida va 3 ta ilmiy seminarlarda muhokama qilingan.

Tadqiqot natijalarini e'lon qilinishi. Dissertatsiya mavzusi bo'yicha jami 14 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining dissertatsiyalar asosiy ilmiy natijalarini chop etishga tavsiya etilgan nashrlarda 4 tasi respublika hamda 2 tasi xorijiy jurnallarda chop etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to'rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiya hajmi 128 betni tashkil qiladi

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

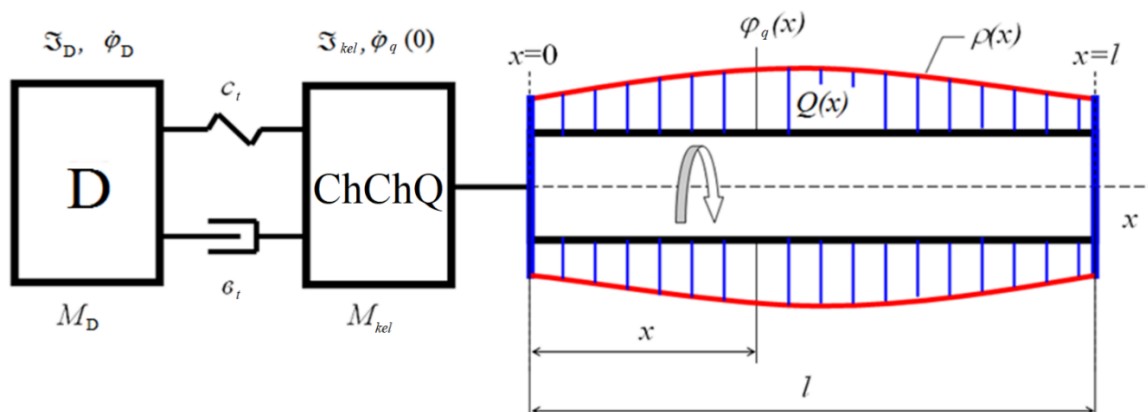
Kirish qismida dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zaruriyati asoslangan, maqsadi va vazifalari, shuningdek, tadqiqot ob'ekti va predmeti shakllantirilgan, tadqiqotning respublika fan va texnologiyalarni rivojlantirishning muhim yo'nalishlariga mosligi, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalar bayon etilgan, olingan natijalarning ishonchliligi asoslangan, tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati yoritilgan hamda amaliyotga joriy qilish, nashr etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning «**Paxta xomashyosini arrali tola ajratish holatining ilmiy izlanishlari analitik tahlili**» deb nomlangan birinchi bobida MDH va xorij arrali tola ajratish mashinalari konstruksiyalari tahlil qilingan. Mahalliy va chet elda ishlab chiqilgan tola ajratish jarayonida mavjud konstruksiyalari tahlili mahalliy ishlab chiqarilgan arrali tola ajratgichlar paxta tozalash korxonasi texnologik talablariga javob bera olmasligini ko'rsatdi.

Arrali tola ajratgichlarni takomillashtirish bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar tahlili asosida ularning konstruksiyasini takomillashtirish zaxirasi mavjud ekanligu aniqlandi. Shu bilan birga, ish unumdorlikni oshirish va tolaning tabiiy xususiyatlarini saqlab qolish uchun chigitni qo'shimcha chiqarish yordam beruvchi chigit chiqarish quvurlar konstruksiyalarini o'rganish lozim. Binobarin, keyingi izlanishlar chigit chiqarish quvurlarining konstruktiv va texnologik parametrlarini aniqlashga qaratilgan.

Dissertatsiyaning «**Taqsimlangan parametrli chigit chiqaruvchi qurilmali mashina agregatining harakatini tadqiq qilish**» ikkinchi bobida teshikli quvur va chigit chiqaruvchi shnekning dinamik parametrlarini o'rganish uchun mashina agregatini jamlangan va taqsimlangan parametrli quyi sistemalardan tashkil topgan sistema sifatida ko'rib chiqilgan (1-rasm).

Umumlashtirilgan koordinatalar sifatida φ_D va $\varphi_Q(x)$ qabul qilamiz. Kattaligi bo'yicha teng bo'lgan, yo'nalishi bo'yicha esa qarama-qarshi ($M_+ = -M_-$) bo'lgan ikkita reaktiv momentni M_- va M_+ qo'llab, $x=0$ kesma bilan chigitni chiqaruvchi qurilmaning dinamik modelini jamlangan va taqsimlangan quyi sistemalarga bo'lamiz. Bunda elementni «chiqishida» (o'ng tomonda) reaktiv momentni $\varphi_Q(x)$ burchak hisobidan musbat yo'nalishda, elementlarni «kirishida» reaktiv momentni (chap tomonda) manfiy qabul qilamiz.



1-rasm. Chigitni chiqaruvchi qurilmaning dinamik modeli

Umumlashtirilgan koordinatalar sifatida elektrodvigatel, teshikli quvur va chigit chiqaruvchi shnekning $\dot{\varphi}_D$, $\dot{\varphi}_Q$, $\dot{\varphi}_{Sh}$ aylanayotgan massalarining tezliklarini olamiz.

Reduktor qattiqligining yuqori qiymati tufayli shnekning momentlari va massasini \mathfrak{S}_{Sh} va M_{Sh} chigit chiqaruvchi quvurga keltiramiz:

$$\mathfrak{S}_{kel} = \mathfrak{S}_Q + \frac{\mathfrak{S}_{Sh}}{i_3^2} \quad M_{kel} = \frac{M_Q \cdot \dot{\varphi}_Q + M_{sh} \cdot \dot{\varphi}_{sh}^2}{\dot{\varphi}_Q} \quad (1)$$

Aniqlangan hadlarni Lagranj tenglamasiga qo'yib, chigit chiqaruvchi qurilmaning mashina agregati harakatining umumiy ko'rinishdagi differensial tenglamalar sistemasiga ega bo'lamiz:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{S}_D \cdot \ddot{\varphi}_D &= M_D - c_T \cdot (\varphi_D - i_T \cdot \varphi_Q) - e_T \cdot (\dot{\varphi}_D - i_T \cdot \dot{\varphi}_Q) \\ \mathfrak{S}_{kel} \cdot \ddot{\varphi}_Q &= c_T \cdot i_T \cdot (\varphi_D - i_T \cdot \varphi_Q) + e_T \cdot i_T \cdot (\dot{\varphi}_D - i_T \cdot \dot{\varphi}_Q) - M_{kel} \end{aligned} \right\}; \quad (2)$$

Asinxron elektrodvigatellarining dinamik xarakteristikalarini:

– A.Y.Levin tomonidan taklif etilgan asinxron dvigateli dinamik xarakteristikasi ko'rinishida hisobga olindi.

– Ishga tushirish va barqaror harakat paytida elektromagnit o'tish jarayonlarini hisobga oladigan M.M.Sokolov tomonidan taklif etilgan asinxron elektrodvigatelning dinamik, mexanik xarakteristikasi koordinata o'qlarining sinxron aylanish tezligida stator va rotorni ulanish oqimlari vektorini tashkil etuvchilarini o'z ichiga olgan differensial tenglamalar sistemasini foydalanildi:

4A112MV8Y3 asinxron dvigatelni pasport parametrlari va koeffisientlarini aniqlaymiz (hisoblashni unifikatsiyalash maqsadida qabul qilamiz): $N=3.0$ kVt – dvigatelni nominal quvvati; $n=735$ min⁻¹ – dvigatel rotori aylanishining nominal soni; $M_K=77.95344$ N·m – dvigatel rotori validagi kritik moment; $M_N= M_K/2=38.97672$ N·m – dvigatel rotori validagi nominal moment; $f_c= 50$ Gz – tarmoq chastotasi; $U_m=220$ B –fazali nominal kuchlanish; $\eta=0.83$ - dvigatelning FIK; $\cos\varphi=0.74$ – dvigatel quvvatining nominal koeffisienti; $\omega_o=78.53982$ c⁻¹- dvigatel rotori aylanishining sinxron chastotasi; $\omega_n=76.96902$ c⁻¹- dvigatel rotori aylanishining nominal chastotasi; $S_n=(\omega_o-\omega_n)/\omega_o=0.02$ - dvigatel sirpanishining nominal qiymati; $S_K=0.07464086$ - dvigatel sirpanishining kritik qiymati; $R=4$ – qutub juftliklari soni; $I_{n.f.}= 7.775324$ A - nominal fazali tok.

Eksperimentlar natijasida ishchi organlar uchun quyidagi inersiya momentlari olingan: shkivli dvigatel rotori uchun $\mathfrak{S}_D=0.0378$ kg·m², shkivli chigit chiqaruvchi qurilma uchun $\mathfrak{S}_Q=1.14$ kg·m² va shkivli shnek uchun $\mathfrak{S}_{Sh}=0.02989$ kg·m².

Teshikli quvurning burchak tezlanishini o'zgarish qonuniyatini hisobga olgan holda uni A.E.Levin tomonidan taklif etilgan xarakteristika bo'yicha quyidagi funksiya ko'rinishida ifodalash mumkin:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 \varphi_Q}{\partial t^2} &= \ddot{\varphi}_Q(t) = 9 + 12 \cdot t - 19 e^{-0.7t} \cos 36t \quad \text{agar } t \in [0 - 1.41] \\ \frac{\partial^2 \varphi_Q}{\partial t^2} &= \ddot{\varphi}_Q(t) = 110 + 31.05(t - 0.09) - 60 e^{-0.2(t-0.09)} \sin(24.7(t - 0.09)) \quad \text{agar } t \in [1.41 - 1.67] \\ \frac{\partial^2 \varphi_Q}{\partial t^2} &= \ddot{\varphi}_Q(t) = 200 e^{-1.1(t-0.05)} \cos(-11.8(t - 0.05)) \quad \text{agar } t \in [1.67 - 6.0] \end{aligned} \right. \quad (3)$$

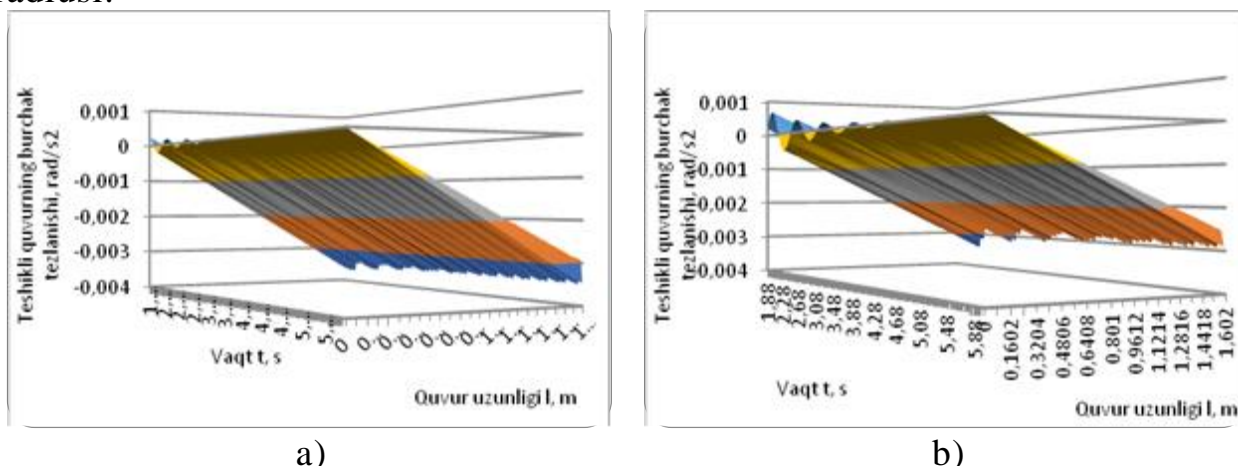
Teshikli quvurning burchak tezlanishini o'zgarish qonuniyatini hisobga olgan holda uni M.M.Sokolov tomonidan taklif etilgan xarakteristika bo'yicha quyidagi funksiya ko'rinishida ifodalash mumkin:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi_0}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_0(t) = 0.75 e^{(2t+1.564)} \cos(72t + 1.564) & \text{agar } t \in [0 - 1.64] \\ \frac{\partial^2 \varphi_0}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_0(t) = 110 - 20 e^{0.5t} \sin(-40t) & \text{agar } t \in [1.64 - 1.88] \\ \frac{\partial^2 \varphi_0}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_0(t) = 200 e^{(-t+1.15)} \cos(-10(t+0.5)) & \text{agar } t \in [1.88 - 6.0] \end{cases} \quad (4)$$

Agar $\rho = \text{const}$ va $I(x) = \text{const} = 2.29 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$ hamda $x \in [0; l]$ bo'lsa uzunlik bo'yicha teshikli quvurga qo'yilgan umumlashgan, taqsimlangan kuch quyidagi ko'rinishga keladi:

$$Q(x) = \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi \omega_0 t + \varphi_{Q0})}{\pi R l} x, \quad (5)$$

bunda $M_{SR} = 35.67 \text{ N}\cdot\text{m}$; $M_0 = 3.33 \text{ N}\cdot\text{m}$; $\omega_0 = \pi \cdot 389/30 \text{ rad/s}$; t – vaqt, s ; $\varphi_{Q0} = 0$ – boshlang'ich faza; $l = 1.8995 \text{ m}$ – teshikli quvur uzunligi; $R = 0.0625 \text{ m}$ – teshikli quvur radiusi.



a)

b)

2-rasm. Teshikli quvurning burchak tezlanishining vaqt va quvur uzunligiga bog'liq holda o'zgarishi (a) $t \in [1.67; 6.0]$ da A.E.Levin bo'yicha; b) $t \in [1.88; 6.0]$ da M.M.Sokolov bo'yicha)

U holda (3) va (4) tenglamalarni hisobga olganda teshikli quvurning burchak o'zgarish qonuniyati quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

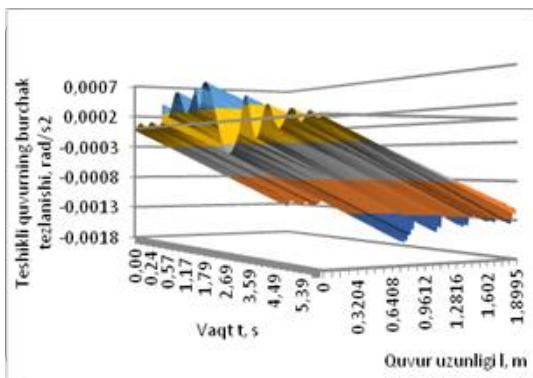
- A.E.Levin xarakteristikasi bo'yicha

$$\begin{cases} \varphi_{Qx} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (9 + 12 \cdot t - 19 e^{-0.7t} \cos 36t) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi \omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) & \text{agar } t \in [0; 0.41] \\ \varphi_{Qx} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (110 + 31.05(t - 0.09) - 60 e^{-0.2(t-0.09)} \sin(24.7(t-0.09))) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi \omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) & \text{agar } t \in [0.41; 1.67] \\ \varphi_{Qx} = \frac{1}{GI} \left(200 \rho e^{-1.1(t-0.05)} \cos(-11.8(t-0.05)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi \omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) & \text{agar } t \in [1.67; 6.0] \end{cases} \quad (6)$$

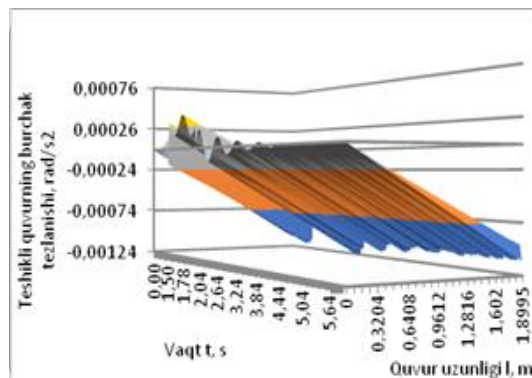
- M.M.Sokolov xarakteristikasi bo'yicha

$$\begin{cases} \varphi_{\omega_x} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (0.75 e^{(2t+1.564)} \cos(72t+1.564)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi\omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ agar } t \in [0; 1.64] \\ \varphi_{\omega_x} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (110 - 20 e^{0.5t} \sin(-40t)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi\omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ agar } t \in [1.64; 1.88] \\ \varphi_{\omega_x} = \frac{1}{GI} \left(200 \rho e^{-(t+1.15)} \cos(-10(t+0.5)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{SR} + M_0 \cos(\pi\omega_0 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ agar } t \in [1.88; 6.0] \end{cases} \quad (7)$$

(6-8) tenglamalar echimi arrali tola ajratgichning taqsimlangan parametrlari teshikli quvurning aylanma tebranishlari dinamikasini o'rganish imkonini berdi (2-4 rasmlar).

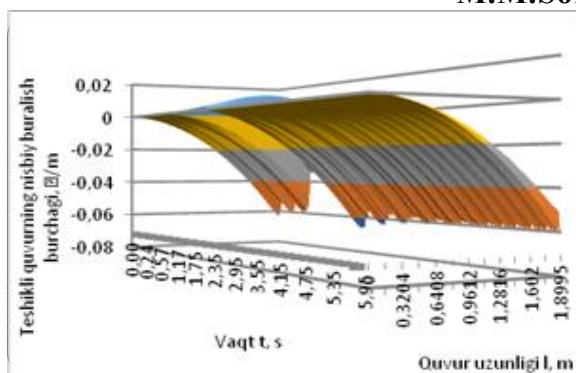


a)

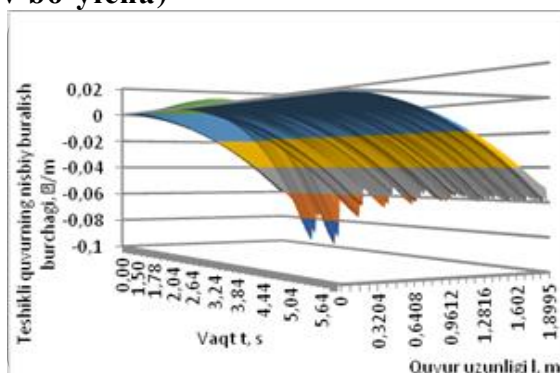


b)

3-rasm. Teshikli quvurning burchak tezlanishining vaqt va quvur uzunligiga bog'liq holda o'zgarishi (a- $t \in [1.67; 6.0]$ da A.E.Levin bo'yicha; b) $t \in [1.88; 6.0]$ da M.M.Sokolov bo'yicha)

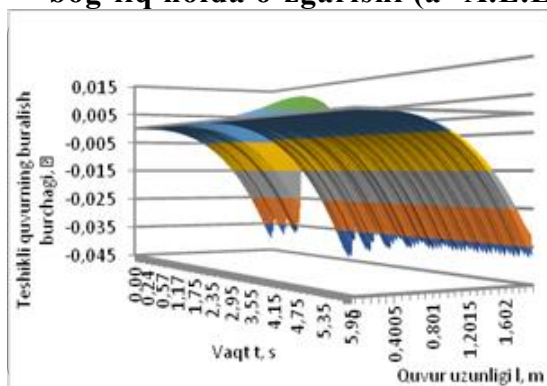


a)

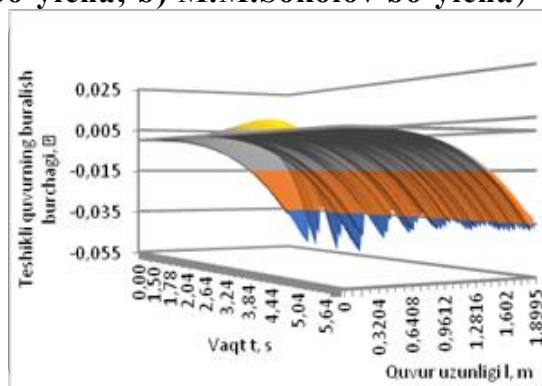


b)

4-rasm. Teshikli quvurning nisbiy aylanish burchagining vaqt va quvur uzunligiga bog'liq holda o'zgarishi (a- A.E.Levin bo'yicha; b) M.M.Sokolov bo'yicha)



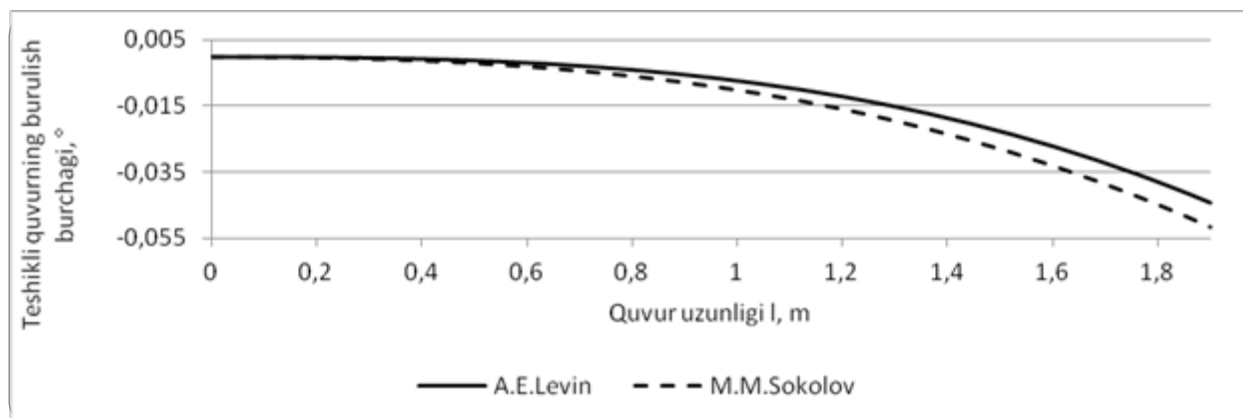
a)



b)

5-rasm. Teshikli quvurning aylanishidagi aylanish burchagining vaqt funksiyasi sifatida quvur uzunligiga bog'liq holda o'zgarishi (a-A.E.Levin bo'yicha; b) M.M.Sokolov bo'yicha)

Teshikli quvurning aylanishidagi nisbiy aylanish burchagi (6- rasm) va teshikli quvurning burchak aylanishining (5 va 6- rasmlar) o'zgarishi grafigi quvur uzunligiga bog'liq holda qurilgan.



6-rasm. Teshikli quvurning aylanishidagi aylanish burchagining valning uzunligiga bog'liq holda o'zgarishi (a- $t=1.87$ s da A.E.Levin bo'yicha; b) $t=1.6$ s da M.M.Sokolov bo'yicha)

Qurilgan grafiklar (5-6- rasmlar) teshikli quvurning nisbiy burulish burchagi va burulish burchagining maksimal qiymatlarini aniqlashga imkon berdi, ya'ni mos ravishda A.E.Levin bo'yicha $0.057^\circ/m$ va 0.03° , M.M.Sokolov bo'yicha es $0.067^\circ/m$ va 0.04° .

Dissertatsiyaning uchinchi «Arrali tola ajratgich chigit chiqaruvchi qurilmasining uzal va qismlarining mustahkamlik hisoblari» bobida chigit chiqaruvchi qurilmaning matematik modellashtirishni qo'llash orqali o'qqa nisbatan egilish, ko'ndalang kuchlar va eguvchi moment epyuralarini ko'rish, ularning aylanishining kritik chastotasini aniqlash va chigit chiqaruvchi qurilmaning aylanishida mustahkamlikka hisoblash natijalari keltirilgan.

Chigit chiqaruvchi qurilmasining statik hisoblash usulini ifodalaymiz. Hisoblash oltita erkinlik darajasiga ega bo'lgan balkali elementdan foydalanilgan holda amalga oshirilgan. Bu element balkali chekli elementni va bir o'qli kuchlanganlik holati chekli elementini yig'ish orqali quriladi.

Balkali chekli element qattiqligi matritsasi tuzishni ko'rib chiqamiz.

Statik yuklamalar bilan vallarni siljishi o'rtasidagi egilishdagi bog'liqlikni egilishdagi energetik funksionalni deb hisoblab olgan holda aniqlash mumkin.

$$I = \frac{1}{2} \int_0^l \left[EI \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)^2 - 2f(x)w \right] dx, \quad (8)$$

bu yerda E – elastiklik moduli, MPa ; I – ko'ndalang kesimning inersiya momenti, m^4 ; f – uzunlik birligiga to'g'ri keladigan taqsimlangan yuklama, kg/m ; w – ko'ndalang kesim, m^2 ; x – quvur va shnek uzunligi, m .

Bitta element uchun tashqi kuchlar va siljishlar o'rtasidagi munosabatga ega bo'lgan, har qanday murakkab (tarkibiy) sterjenlar uchun ixtiyoriy masalalarni yechish mumkin. (k) matritsa elementning qattiqlik matritsasi deyiladi. Endi balkali va bir o'qli elementlarning matritsalarini birlashtirib, chigit chiqaruvchi qurilmani hisoblash matritsasini hosil qilamiz.

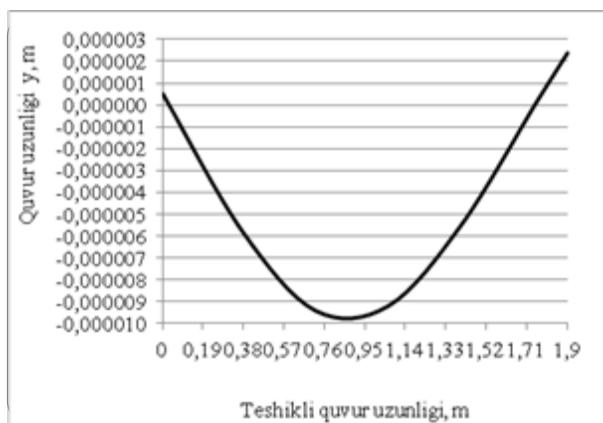
Dasturda chekli elementlar usuli ishlatilgan. Chekli element sterjenli 2 ta yassi tugunli element bo‘lib, uning har bir tugunida ikki erkinlik darajasi.

Dasturning birinchi bosqichida statik hisoblash uchun boshlang‘ich ma‘lumotlar yoziladi.

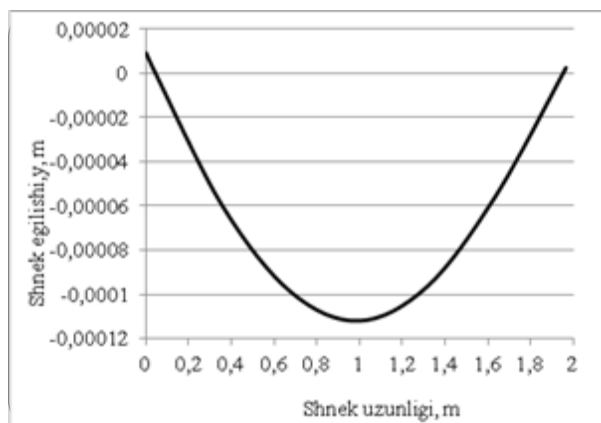
Ikkinchi bosqichda quyidagi ishlarni bajaradigan dasturi ishlatiladi:

- 1) ma‘lumotlar kiritiladi va qattqlik matritsasi tuziladi;
- 2) chiziqli tenglamalar sistemasi hisoblanadi;
- 3) moment va ko‘ndalang kesim epyuralari ko‘riladi.

Hisoblash natijalari 7 – 9 rasmlarda keltirilgan.



a) $y_{\max}=9,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, $X_{\max}=0,855 \text{ m}$

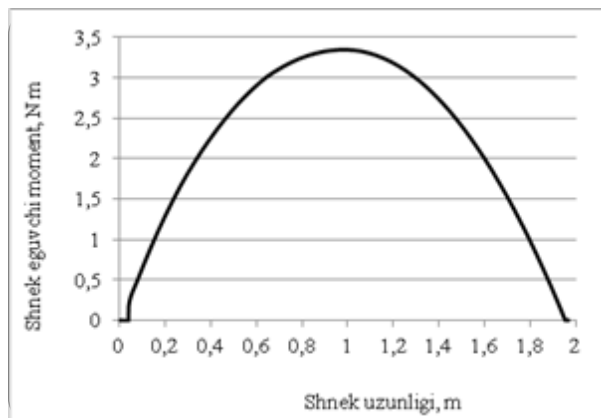


b) $y_{\max}=1,12 \cdot 10^{-4} \text{ m}$, $X_{\max}=0,998 \text{ m}$

7–rasm. Teshikli quvur (a) va shnekning (b) egilish epyurasi



a) $M_{\min}=-2,06 \text{ N m}$, $X_{\min}=1,745 \text{ m}$, $M_{\max}=6,28 \text{ N m}$, $X_{\max}=0,8189 \text{ m}$

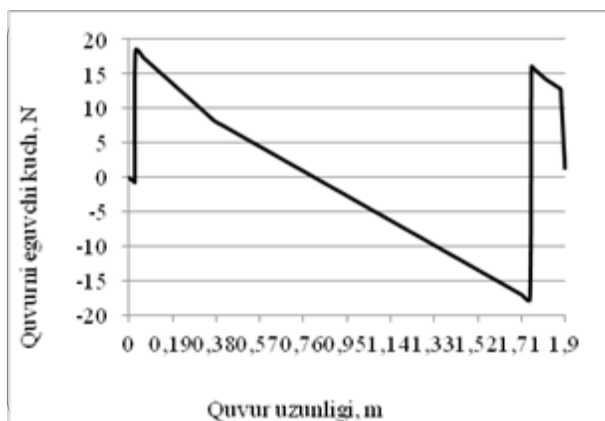


b) $M_{\min}=-0,011 \text{ N m}$, $X_{\min}=0,0396 \text{ m}$, $M_{\max}=3,35 \text{ N m}$, $X_{\max}=0,998 \text{ m}$

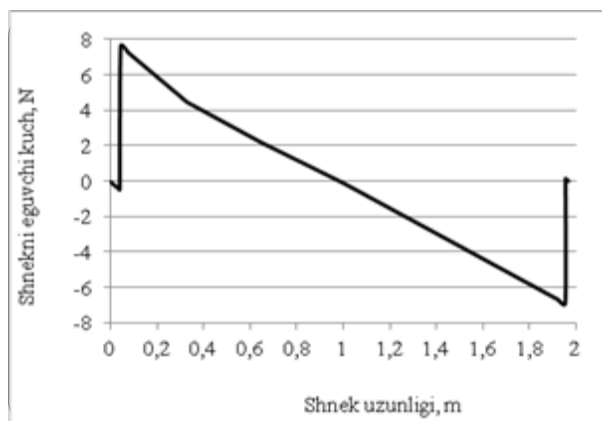
8–rasm. Teshikli quvur (a) va shnekning (b) egilish momentlarining epyurasi

Ko‘chish ko‘rinishidagi chekli elementlar usuli (FEM) yordamida teshikli quvur va shnekning ta’sir etuvchi kuchlarga, mustahkamlik parametrlari va kritik aylanish tezliklarini hisoblash amalga oshirildi. Teshikli quvur va shnekning ishlashi uchun mustahkamlik shartlarini ta’minlashda egilish momentlari, ko‘ndalang kuchlar, ko‘ndalang siljish diagrammalari tuzildi va ularning ekstremal qiymatlari mos ravishda $l_q=1,8995 \text{ m}$ va $l_{sh}=1,9669 \text{ m}$ uzunliklarda joylashganligi aniqlandi. Masalan, egilish momentining maksimal qiymatlari - $6,28 \text{ N m}$ ($X_q=0,8189 \text{ m}$) va $3,35 \text{ N m}$ ($X_{sh}=0,998 \text{ m}$), ko‘ndalang kuchi - $18,31 \text{ N}$ ($X_q=0,03 \text{ m}$) va $7,61 \text{ N}$ ($X_{sh}=0,044 \text{ m}$), ko‘ndalang siljish - $y_{\max}=1,12 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ ($X_{\max}=0,998 \text{ m}$) va $y_{\max}=9,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ ($X_{\max}=0,855 \text{ m}$).

Ikkinchisi ruxsat etilgan (0,3 mm) qiymatdan mos ravishda 2 va karrali kam ekanligi aniqlandi.



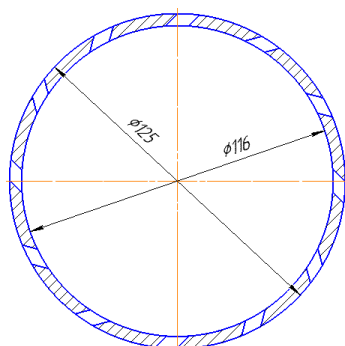
a) $Q_{\min}=-17,74 \text{ N}$, $X_{\min}=1,745 \text{ m}$, $Q_{\max}=18,31 \text{ N}$, $X_{\max}=0,03 \text{ m}$



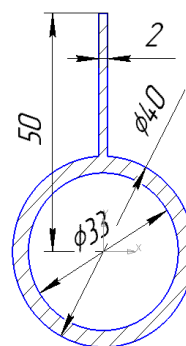
b) $Q_{\min}=-6,92 \text{ N}$, $X_{\min}=1,953 \text{ m}$, $Q_{\max}=7,61 \text{ N}$, $X_{\max}=0,044 \text{ m}$

9–rasm. Teshikli quvur (a) va shnekning (b) ko‘ndalang kuchlari epyurasi

Teshikli quvur va shnekni hisoblash sxemasi 10 va 11 rasmlarda natijalari esa 1-jadvalda keltirilgan.



10–rasm. Teshikli quvur sxemasi



11–rasm. Shnekni hisoblash sxemasi

Teshikli quvurning xavfli qismidagi tangensial kuchlanishning hisoblangan qiymatlari $\tau_{\max}^a = 20,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \ll [\tau]$ va aylanish burchagi $\varphi_{\max}^a = 0,045^\circ < [\varphi] = 1^\circ$, shnek uchun esa $\tau_{\max}^{sh} = 5,33 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \ll [\tau]$ va aylanish burchagi $\varphi_{\max}^{sh} = 0,133^\circ < [\varphi] = 1^\circ$.

Umuman olganda, teshikli quvur va shnekni matematik modellashtirish egilish, egilish momentlari, ko‘ndalang kuchlarni epyuralarini o‘rnatish imkonini berdi.

Kritik tezliklarni hisoblashda analitik hisoblashlarni kamaytirish uchun ko‘chishlar ko‘rinishidagi chekli ayirmalar usulidan foydalanish mumkin. Hisoblash to‘rtta erkinlik darajasiga ega bo‘lgan balkali element yordamida amalga oshirilgan.

Teshikli quvur va shnekni dinamik tahlil qilish metodikasini ifodalab beramiz. Yuklama va valning siljishlari o‘rtasidagi bog‘liqlikni valning egilishidagi energetik funksionalni ko‘rib chiqish orqali olish mumkin.

$$I = \frac{1}{2} \int_0^l \int_0^l \left[EI \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)^2 - 2f(x,t)w - m_0 \left(\frac{dw}{dt} \right)^2 \right] dx dt . \quad (9)$$

Bu yerda E – elastiklik moduli; I – ko‘ndalang kesimning inersiya momenti; m_0 – uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan konstruksiya massasi; f – uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan taqsimlangan yuklama.

Ko‘rib chiqilayotgan val S elementlarga bo‘lingan bo‘lsin. U holda (9) energetik funksionalni har bir elementning energetik funksionallari yig‘indisi ko‘rinishida yozib olish mumkin.

U holda tenglama shart bajarilganda quyidagi yechimga ega bo‘ladi:

$$([K] - \omega^2 [M])\{Q_0\} = 0 . \quad (10)$$

Bu tenglik ω ning *xususiy burchak chastotalari* – val aylanishining kritik tezligi bo‘lgan ma‘lum qiymatlarida o‘rinli bo‘ladi.

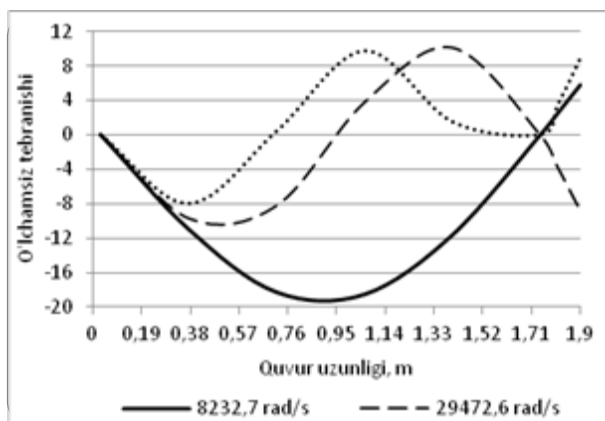
1–jadval

Teshikli quvur va shnekni parametrlari

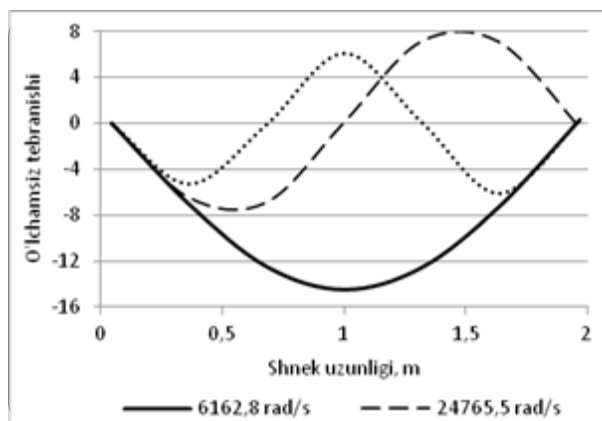
№	Parametrlar nomlari	Teshikli quvur	Shnek
1.	Tashqi diametri D , m	0,125	0,04
2.	Ichki diametri d , m	0,116	0,033
3.	Quvurning qalinligi $\delta=(D-d)/2$, m	0,0045	0,0035
4.	Uzunligi l , m	1,8995	1,9669
5.	Inersiyani qutub radiuslari $R=(d+\delta)/2$, m	0,06025	0,01825
6.	Materialni mumkin bo‘lgan qarshiligi (po‘lat 45), $[\tau_k]$, N/m ²	$1029,698 \cdot 10^5$	$1029,698 \cdot 10^5$
7.	Materialning elastiklik moduli G , N/m ²	$8 \cdot 10^{10}$	$8 \cdot 10^{10}$
8.	Ortiqcha yuk koeffisientli $M_k \max, k=2, N \cdot m$ nominal aylanish momenti bo‘yicha qabul qilinadigan maksimal aylanish momenti	77,95	13,0
9.	Inersiyani qutub momenti $\mathcal{J}_r = \pi \cdot (D^4 - d^4) / 32$, m ⁴	$2,29061 \cdot 10^{-6}$	$1,36961 \cdot 10^{-7}$
10.	Qarshilikni qutub momenti $W_r = \mathcal{J}_r / R$, m ³	$3,80184 \cdot 10^{-5}$	$7,50469 \cdot 10^{-6}$
11.	Kuchlanish $\tau_{\max} = M_{k\max} / W_r$, N/m ²	2050322,4	1731140,2
12.	Mustahkamlik zahirasi koeffisienti $K_p = [\tau_k] / \tau_{\max}$	50,2	59,5
13.	Aylanishdagi nisbiy burilish burchagi $\theta_{\max} = M_{k\max} / (G \cdot \mathcal{J}_r)$, rad/m	0,00043	0,00119
14.	Aylanishdagi burilish burchagi $\varphi_{\max} = M_{k\max} \cdot l / (G \cdot \mathcal{J}_r)$, rad (°)	0,0008 (0,045)	0,0023 (0,133)
15.	1 m uzunlik uchun $[\theta] = 0,5^\circ$ yoki 0,008727 rad ekanligini hisobga olsak, u holda	$\theta_{\max} = 0,00043$ rad/m < $[\theta] = 0,$ 00873 rad/m.	$\theta_{\max} = 0,0012$ rad/m < $[\theta] =$ 0,0087 rad/m.

Dasturda chekli elementlar usuli amalga oshirilgan. Cheklangan element sterjenli ikki tekislikli uzul element bo‘lib, uning har bir uzulida ikki erkinlik darajasi mavjud.

Dasturdan foydalanish asosida kritik tezliklar va tebranish shakllarini hisoblash amalga oshirilgan (12 va 13- rasmlar).



12–rasm. Teshikli quvurning tebranish shakli



13–rasm. Shnekning tebranish shakli

Olib borilgan tadqiqotlar natijasida teshikli quvur va shnekning dastlabki ma'lumotlari va hisoblash sxemalari o'rnatilgan. Teshikli quvur va shnekning ish rejimini ta'minlash uchun va rezonans rejimlarning oldini olish uchun uning aylanishining kritik tezliklari aniqlangan va tebranish shakli tuzilgan. Teshikli quvurning birinchi, ikkinchi va uchinchi kritik tezliklarining hisoblangan qiymatlari mos ravishda 8232.7, 29472.6 va 54655,8 3 rad/s , shnek uchun esa 6162.8, 24765.5 va 56392.8 rad/s tashkil etdi.

Samaradorlik va ixchamlik uchun teshikli quvur qurilmasining harakat uzatish tizimi revers sxemali planetar reduktor bilan jihozlangan. Shu bilan birga, $m=3$ mm modulli quyosh tishli shesternya tishlari soni $Z_1=12$, satellit $Z_2=12$ va episikl $Z_3=36$ yig'ish va qo'shnilik shartiga asosan satellitlar soni $K=4$ ga teng ekanligi aniqlandi.

Quyosh tishli shesterna va satellit o'qlari egilishga sinov hisoblari o'tkazildi, bunda mustahkamlik sharti $\sigma_F=24.93 \text{ MPa} \leq [\sigma_F]=465 \text{ MPa} - 18,5$ marta va $\sigma_{eg}=20.26 \text{ MPa} \leq [\sigma_{eg}]=60 \text{ MPa} - 2,96$ marta zahira bilan ta'minlandi. Bundan tashqari, mustahkamlik shartlariga asosan, chigit chiqaruvchi qurilma planetar reduktorining o'lcham qiymatlari aniqlandi.

To'rtinchi «**Eksperimental tadqiqotlar natijalari va iqtisodiy samaradorlikni hisoblash**» bobida 125 mm diametrli chigitlarni chiqarish (teshilgan) quvurning aylanish tezligiga va xomashyo valigining zichligiga bog'liq holda chigitlarni chiqarish moslamasining optimal ishlash qiymatini aniqlash natijalari keltirilgan.

Eksperimental tadqiqotni rejalashtirish uni maqsadli ravishda o'tkazish va muammoni kerakli aniqlik bilan hal qilish uchun tajribalar sonini va ularni o'tkazish shartlarini tanlash imkonini beradi.

Dastlabki tadqiqotlar shuni ko'rsatdiki, chigit chiqarish moslamasining ish unumdorligiga ta'sir qiluvchi asosiy kiruvchi omillarga X_1 - xomashyo valigining zichligi va X_2 - chigit chiqarish (teshikli) quvurining aylanish tezligi hamda X_3 - quvurdagi teshikning joylanish burchagi ekanligini ko'rsatdi.

Regressiya tenglamasi koeffitsientlarining ma'lum qiymatlari ishchi kameradagi xomashyo valikning x_1 zichligiga (kg/m^3), x_2 chigit chiqaruvchi quvurning aylanish chastotasiga va chigit chiqaruvchi quvurning yuzasidagi x_3 teshiklarning joylashish

burchagiga bog‘liq holda quvurning ish unumdorligini y_1 (kg/s), chigitlarning mexanik shikastlanishi y_2 (%) va elektrodvigatelning quvvat sarfi o‘zgarishining y_3 (kVt) o‘zgarishi bo‘yicha regressiya tenglamasini tuzish imkonini berdi.

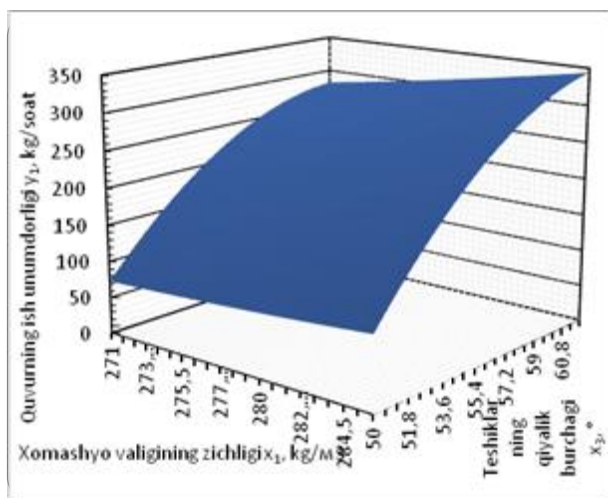
$$y_1 = 242,76 + 21,90 \cdot x_1 + 113,58 \cdot x_3 - 25,193 \cdot x_2^2 - 46,086 \cdot x_3^2. \quad (11)$$

$$y_2 = 0,839 + 0,099 \cdot x_1 + 0,124 \cdot x_2 + 0,209 \cdot x_3 - 0,114 \cdot x_1^2 + 0,218 \cdot x_2^2 + 0,166 \cdot x_3^2. \quad (12)$$

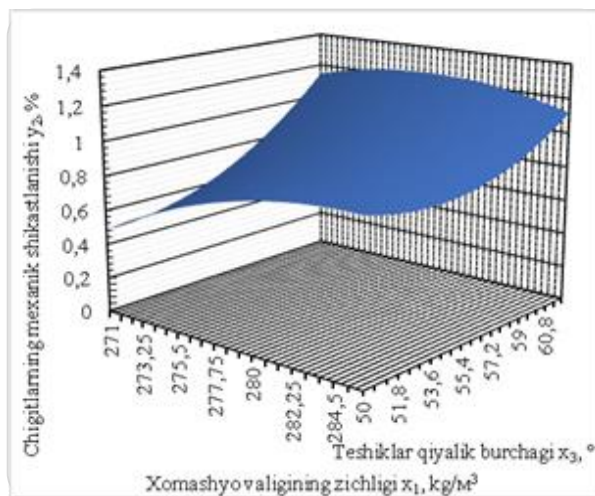
$$y_3 = 1,298 + 0,019 \cdot x_3 + 0,059 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,034 \cdot x_1^2 + 0,034 \cdot x_3^2. \quad (13)$$

Qabul qilingan modelning oadekvatligini haqidagi gipoteza qabul qilinadi. Regressiya tenglamasi 95% ishonch ehtimolligi bilan bir xildir.

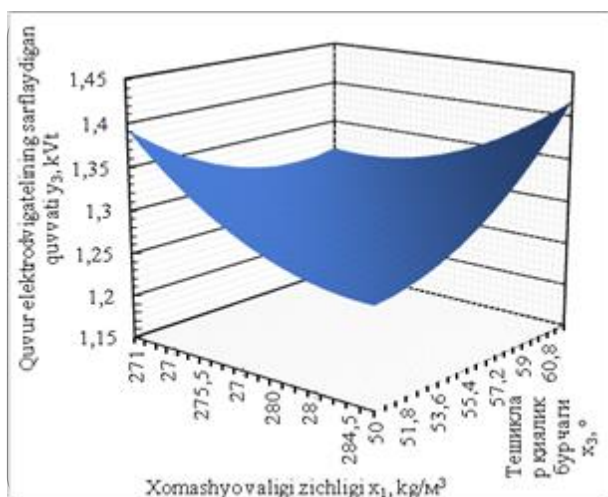
Dispersiya, oadekvatlik, Student va Fisher kriteriyalarini hisobga olinganidan so‘ng, x_1, x_2, x_3 faktorlariga bog‘liq holda quvurning ish unumdorligini y_1 (kg/s), chigitlarning mexanik shikastlanishi y_2 (%) va elektrodvigatelning quvvat sarfi o‘zgarishining y_3 (kVt) o‘zgarishlari quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi (14-16-rasmlar).



14-rasm. Quvurning ish unumdorligini xomashyo valigining zichligi va teshiklarning qiyalik burchagiga bog‘liq holda o‘zgarishi



15-rasm. Xomashyo valigining zichligiga qarab chigitlarni mexanik shikastlanishining o‘zgarishi va teshiklarning qiyalik burchagiga bog‘liq holda o‘zgarishi



16-rasm. Elektrodvigatell sarflaydigan quvvatini o‘zgarishining xomashyo valigi zichligi va teshiklarning qiyalik burchagiga bog‘liqligi

Tajribaviy tadqiqotlar natijasida ish unumdorligi y_1 , chigitning mexanik shikastlanishi y_2 va chigit quvurining quvvat sarfi y_3 , xomashyo valigining zichligiga qarab chigit chiqaruvchi quvurning (11-13) matematik modellari ishchi kameradagi xomashyo valigining zichligiga x_1 , chigit quvurining aylanish tezligi x_2 va chigit quvurining yuzasida teshiklar joylashish burchagi x_3 ga bog‘liq (14-16 rasmlar).

Chigit quvurining optimal parametrlarini aniqlash uchun chigitlarning mexanik shikastlanishi $0 \leq y_2 \leq 2\%$ va elektr motorining quvvat sarfi

$0 \leq y_3 \leq 2$ kVt bo'lgan cheklovlari ostida maksimal ish unumdorlikka erishadigan boshqariladigan faktlar darajalarining shunday kombinatsiyasini topish kerak.

Shunday qilib $y_1(x_1, x_2, x_3)$ chigit olib chiquvchi quvurning ish unumdorligi, ikkinchi javob esa chigitning mexanik shikastlanishi $y_2(x_1, x_2, x_3)$, maqsad funksiyasi qabul qilingan bo'lib, $0 \leq y_2 \leq 2\%$ cheklov qo'yildi. Uchinchi javob uchun quvur elektrodvigatelining sarflaydigan quvvati $y_3(x_1, x_2, x_3)$ qabul qilingan, bunda $0 \leq y_3 \leq 2$ kVt cheklovlar qo'yildi. Maqsad funksiyasi sifatida (11) tenglama qabul qilingan.

Muqobil miqdorlarni hisoblash natijalari shuni ko'rsatdiki, eng katta ish unumdorlikda chigitning mexanik shikastlanishi $0 \leq y_2 \leq 2\%$ cheklovda va quvurda elektrodvigatelining $0 \leq y_3 \leq 2$ kVt chekloviga omillar darajasining quyidagi miqdorlarda erishiladi:

$$x_{1opt}=1 (286 \text{ kg/m}^3); x_{2opt}=0 (350 \text{ min}^{-1}); x_{3opt}=1 (62^\circ).$$

Tajribalar sinov shuni ko'rsatdiki, olingan omillarning optimal qiymatlari bilan chigit chiqaruvchi quvurning ish unumdorligi soatiga 332,15 kg ga etadi va mexanik shikastlangan chigitlar va quvvat sarfi ko'rsatkichlari mos ravishda 1,2% va 1,44 kVt dan oshmaydi.

Takomillashtirilgan arrali tola ajratgich chigit chiqaruvchi quvuri (17-rasm) ishlab chiqarish sharoitiga Toshkent viloyati Bo'ka tumani "ARK Bo'ka" MCHJ paxta tozalash korxonasidagi 8DP-90 arrali tola ajratgichiga tadbiiq qilingan («APK Bo'ka» MCHJ XK tizimidagi Bo'ka paxta tozalash korxonasining 2023 yil 27 oktyabrdagi sinov dalolatnomasi va joriy qilish dalolatnomasi, "O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari" uyushmasining 2023 yil 11-dekabrdagi 03/22-1009 – sonli xati).

O'tkazilgan sinov ishlarining natijasidan komissiya a'zolari takomillashtirilgan chigit chiqaruvchi quvur 90 arrali tola ajratgichning bir arraga ish unumdorligi 8DP-90 arrali tola ajratgichga nisbatan 0,78 kg/arra soatga yoki 7,5% ga yuqori bo'lganligi, tola ajratgichdan keyingi toladagi nuqsonlar va iflos aralashmalar miqdori 0,2 (abs) % ga kamayganligini, chigitning mexanik shikastlanishi 0,1 (abs) % ga va energiya sarfi 3,6 kVt (8,0 %) ga kamayganligi taklif etilgan tola ajratgichning ijobiy tomonlarini ko'rsatdi.



17-rasm. 8DP - 90 arrali tola ajratgichning takomillashtirilgan chigit chiqaruvchi quvur bilan jihozlangan ishchi holati

Tozalash kamerali chigit chiqaruvchi qurilmali arrali tola ajratgichni joriy qilishdan kutilayotgan iqtisodiy samara bitta paxta tozalash korxonasi uchun bir yilda 141.652 mln.so'mni tashkil etdi.

UMUMIY XULOSALAR

1. Paxta tozalash sanoatidagi mashina va agregatlarni loyihalash va ishlab chiqish bo'yicha ishlarning tahlili texnologik yuklanishlarni hisobga olgan holda ularning kinematik, dinamik, energiya va mashina konstruksiyalarining mustahkamlik parametrlarini hisobiy asoslash zarurligini ko'rsatdi. Shu maqsadda jamlangan parametrlarga (ikkinchi turdagi Lagranj tenglamalari) va taqsimlangan parametrlarga (silindrsimon koordinatalardagi Laplas tenglamasi) ega bo'lgan tizimlardan foydalanilgan. A.E.Levin va M.M.Sokolovlar tavsiya etgan xarakteristikalar bo'yicha arrali tola ajratgich teshikli quvurining mashina agregatlarini o'rganish mos ravishda, shuni ko'rsatdiki, elektr motorining kritik harakat momenti 63,98 N·m va 657,48 N·m, o'tish jarayoni 6 s ichida sodir bo'ladi va teshikli quvurning burchak tezlanishining maksimal qiymati $t=1,54$ s da $107,1 \text{ rad/s}^2$ va $t=1,6$ s da $204,35 \text{ rad/s}^2$ ga etadi.

2. Quvvati 3 kVt, aylanish tezligi 735 min^{-1} va rotor valiga o'rnatilgan nominal moment 38,98 N·m bo'lgan 4A112M8Y3 asinxron elektr motorda A.E. Levin xarakteristikasiga ko'ra $63,98/38,98=1,64$ va M.M.Sokolov bo'yicha $657,48/38,98=16,87$ ga ishga tushirish momentining oshishiga olib kelishi aniqlandi. A.E.Levin va M.M.Sokolov tavsiya etgan xarakteristikalari bilan teshikli quvurning buralishini aniqlash uchun hisob-kitoblar natijalari mos ravishda $0,03^\circ$ va $0,04^\circ$ ekanligi aniqlandi, qiymatlar o'rtasidagi farq $0,03^\circ/0,04^\circ=0,75$ marta va elektr motorning ishga tushirishdagi momentdagi farq $16,87/1,64\approx 10$ ga teng. Shuning uchun mashina agregatlar dinamikasini hisoblashda A.E.Levin taklif qilgan xarakteristikasidan foydalanish tavsiya etiladi.

3. Ko'chish ko'rinishidagi chekli elementlar usuli (FEM) yordamida teshikli quvur va shnekning ta'sir etuvchi kuchlarga, mustahkamlik parametrlari va kritik aylanish tezliklarini hisoblash amalga oshirildi. Egilish momentlari, ko'ndalang kuchlar, ko'ndalang siljish diagrammalari tuzildi va ularning ekstremal qiymatlari mos ravishda $l_Q=1,8995$ m va $l_{sh}=1,9669$ m uzunliklarda joylashganligi aniqlandi. Masalan, egilish momentining maksimal qiymatlari – 6,28 N·m ($X_Q=0,8189$ m) va 3,35 N·m ($X_{sh}=0,998$ m), ko'ndalang kuchi – 18,31 N ($X_q=0,03$ m) va 7,61 N ($X_{sh}=0,044$ m), ko'ndalang siljish – $y_{max}=1,12\cdot 10^{-4}$ m ($X_{max}=0,998$ m) va $y_{max}=9,42\cdot 10^{-6}$ m ($X_{max}=0,855$ m). Ikkinchisi ruxsat etilgan (0,3 mm) qiymatdan mos ravishda 2 va karrali kam ekanligi aniqlandi.

4. Teshikli quvurning xavfli qismidagi tangensial kuchlanishning hisoblangan qiymatlari $\tau_{max}^q=20,5\cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \ll [\tau]$ va aylanish burchagi $\varphi_{max}^q=0,045^\circ < [\varphi]=1^\circ$, shnek uchun esa $\tau_{max}^{sh}=5,33\cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \ll [\tau]$ va aylanish burchagi $\varphi_{max}^{sh}=0,133^\circ < [\varphi]=1^\circ$. Teshikli quvur va shnekning dastlabki ma'lumotlari va konstruktiv sxemalari o'rnatilishi teshikli quvurning birinchi, ikkinchi va uchinchi kritik tezliklarining hisoblangan qiymatlari mos ravishda 8232,7; 29472,6 va 54655,83 rad/s, shnek uchun esa 6162,8; 24765,5 va 56392,8 rad/s ni tashkil etdi.

5. Samaradorlik va ixchamlik uchun teshikli quvur qurilmasining harakat uzatish tizimi $m=3$ mm modulli quyosh tishli shesternya tishlari soni $Z_1=12$, satellit $Z_2=12$ va episikl $Z_3=36$ hamda satellitlar soni $K=4$ ga teng bo'lgan revers sxemali planetar reduktor bilan jihozlangan. Shu bilan birga, Quyosh tishli shesternya va satellit o'qlari egilishga sinov hisoblari o'tkazildi, bunda mustahkamlik sharti $\sigma_F=24.93$ MPa $\leq [\sigma_F]=465$ MPa – 18,5 marta va $\sigma_{eg}=20.26$ MPa $\leq [\sigma_{eg}]=60$ MPa – 2,96 marta zahira bilan ta'minlandi. Bundan tashqari, mustahkamlik shartlariga asosan, chigit chiqaruvchi qurilma planetar reduktorining o'lcham qiymatlari aniqlandi.

6. Ishchi kameradan chigit chiqarishning texnologik jarayonini o'rganish uchun dastur va eksperimental tadqiqot metodologiyasi ishlab chiqilgan. Eksperimental tadqiqotlar natijasida xom ashyo valigining zichligi x_1 , quvurning aylanish tezligi x_2 va quvuri yuzasidagi teshiklarning burchagi x_3 ga bog'liq bo'lgan chigit chiqarish quvurining ish unumdorligi y_1 , chigitning mexanik shikastlanishi y_2 va quvvat sarfi y_3 regressiya tenglamalari (matematik modellari) tuzildi.

7. Chigit chiqarish quvurining optimal qiymatlarini topish uchun hisoblash algoritmi tuzildi. Ma'lum bo'lishicha, chigitlarning mexanik shikastlanishi $0 \leq y_2 \leq 2\%$ va quvur elektr motorining quvvat sarfi $0 \leq y_3 \leq 2$ kVt bo'lgan cheklovlarda maksimal ish unumdorlikka quyidagi omillar qiymatlarda erishiladi: $x_{1\text{opt}}=1$ (286 kg/m³); $x_{2\text{opt}}=0$ (350 min⁻¹); $x_{3\text{opt}}=1$ (62°). Chigit chiqarish quvurining ish unumdorligi 332,15 kg/soat gacha etadi va chigitlarning mexanik shikastlanishi va quvvat sarfi ko'rsatkichlari mos ravishda 1,2% va 1,44 kVt dan oshmaydi.

8. Umuman olganda, arrali tola ajratgichning chigitni chiqarish qurilmasi bilan harakatlanishining kinematik va energiya parametrlarining optimal ko'rsatkichlarini aniqlash bo'yicha eksperimental tadqiqot natijalari nazariy va eksperimental o'rtasidagi farq 0,2% ekanligini ko'rsatadi.

9. Tozalash kamerali chigit chiqaruvchi qurilmali arrali tola ajratgichni joriy qilishdan kutilayotgan iqtisodiy samara bitta paxta tozalash korxonasi uchun bir yilda 141.652 mln.so'mni tashkil etdi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ DSc.03/30.11.2021.Т.141.01 ПО ПРИСУЖДЕНИЮ
УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ ВОЛОКНИСТЫХ КУЛЬТУР**

**ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И СЕЙСМОСТОЙКОСТИ
СООРУЖЕНИЙ ИМЕНИ М.Т.УРАЗБАЕВА АКАДЕМИИ НАУК
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

АБДИСАЛОМОВ МИРЗО САИДОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРАЦИИ И ПРИВОДА
СЕМЯОТВОДЯЩЕЙ ТРУБЫ**

**05.02.03 – Технологические машины. Роботы, мехатроники и робототехнические
системы**

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

Ташкент – 2025

Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан за № В2023.4.PhD/T2656.

Диссертация выполнена в Институте механики и сейсмостойкости сооружений Академии наук Республики Узбекистан.

Автореферат диссертации находится на трех языках (узбекский, русский и английский (резюме)) на веб-сайте ученого совета при Научно-исследовательский институт волокнистых культур (www.paxtasanoatilm.uz) и информационно-образовательном портале "ZiyoNet" (www.ziynet.uz)

Научный руководитель:

Мухаммадиев Давлат Мустафаевич
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Росулов Рузимурад Хасанович
доктор технических наук, профессор

Райимкулов Жахонгир Кулмуродович
доктор философии по техническим наукам

Ведущая организация:

Ферганский политехнический институт

Защита диссертации состоится «8» апреля 2025 года в 11⁰⁰ часов на заседании Научного совета DSc.30/30.11.2021.T.141.01 при Научно-исследовательский институт волокнистых культур (Адрес: 111202, Ташкентская область, Кибрайский район, Батаника, ул. УзПИТИ, НИИССАВХ. Административное здание Научно-исследовательский институт селекции, семеноводства и агротехнологии выращивания хлопка, 1-этаж, зал совещаний Тел.: (+99871) 207-04-03; факс: (+99871) 256-04-21; e-mail: info@paxtasanoatilm.uz .

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре при Научно-исследовательский институт волокнистых культур (зарегистрирована за № 40). Адрес: 111202, Ташкентская область, Кибрайский район, Батаника, ул. УзПИТИ, НИИССАВХ. Тел.: (+99871) 207-04-03, факс: (+99871) 256-04-21.

Автореферат диссертации разослан «28» марта 2025 года
(Протокол реестра рассылки №40 от «28» марта 2025 года



Т.М. Кулиев
Председатель Научного совета
по присуждению ученых степеней,
д.т.н., проф.

М.Р. Муминов
Ученый секретарь Научного совета по
присуждению ученых степеней,
PhD., с.н.с.

Р.Ш. Сулаймонов
Председателя научного семинара
при научном совете по присуждению
ученых степеней, д.т.н., проф.

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. В мире применение энерго-ресурсосберегающих технологий и технических средств для первичной переработки хлопка занимает одно из ведущих мест. Ожидается, что мировое производство хлопка составит 24,7 миллиона тонн, а объем рынка хлопка в 2024 году оценивается в 51,32 миллиарда долларов, а годовой темп роста (CAGR) в 2024-2029 годах составит 4,56 процента и к 2029 году достигнет 64,15 миллиарда долларов. Это требует внедрения в практику машин, осуществляющих качественную очистку хлопка. В связи с этим использование высококачественные и энерго-ресурсосберегающие технические средства и устройства для очистки хлопка имеет важное значение¹.

В мире ведутся научно-исследовательские работы, направленные на разработку новых научно-технических решений ресурсосберегающих технологий и технических средств для сохранения природного качества и повышения конкурентоспособности хлопка и его продукции. В связи с этим особое внимание уделяется разработке энерго-ресурсосберегающей машины, обеспечивающей высокое качество работы и экономию энергии и ресурсов на этапе первичной переработки хлопка - в процессе отделения волокна от хлопка, а также обоснованию ее технологического процесса, параметров и режимов работы.¹

Для развития хлопково-текстильного производства в республике осуществляются широкомасштабные мероприятия по повышению рентабельности переработки хлопка-сырца и конкурентоспособности выпускаемой продукции на основе модернизации хлопкоочистительных технологических машин и достигаются определенные результаты. В новой Стратегии развития Узбекистана на 2022-2026 годы, в частности, поставлена задача "Цель 30: Увеличить доходы дехкан и фермеров как минимум в 2 раза за счет интенсивного развития сельского хозяйства на научной основе, довести ежегодный рост сельского хозяйства как минимум до 5 процентов."² При выполнении этих задач, в частности, важно обосновать параметры отверстий в семяотводящей трубе пыльного волокноотделителя и системы передачи движения.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных в Постановлении Президента Республики Узбекистан ПП-53 от 21 января 2022 года "О мерах по стимулированию глубокой переработки, производства и экспорта готовой продукции с высокой добавленной стоимостью текстильными и швейно-трикотажными предприятиями", Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан ПКМ-93 от 23 февраля 2021 года "Об утверждении Положения о порядке формирования и использования средств Фонда развития текстильной и швейно-трикотажной сферы Ассоциации «Узтукимачиликсаноат»", Постановлении Президента Республики Узбекистан ПП-3408 от 28 ноября 2017 года "О мерах

¹ <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/cotton-trade-analysis>

¹ O'zbekiston Respublikasi Prezidentining "2022—2026-yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida" 2022 yil 28 yanvardagi PF-60 sonli Farmoni - <https://lex.uz/uz/docs/-5841063>

по кардинальному совершенствованию системы управления хлопковой отраслью”, Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан ПКМ-253 от 31 марта 2018 года «О дополнительных мерах по организации деятельности хлопково-текстильных производств и кластеров», а также в других нормативно-правовых документах, связанных с данной деятельностью.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетными направлениями развития науки и технологий: II «Энергетика, энергоресурсосбережение, транспорт, машиностроение и оборудование».

Степень изученности проблемы. Крупнейшие ученые мира занимались изучением конструкций семяотводящих труб, способствующих дополнительному выходу семян для повышения производительности пильного волокноотделителя и сохранения природных качеств волокна, в частности С.В. Armijo и S.E. Hughs В внесли значительный вклад в переоборудование оборудования, а А.С. Griffin - в изучение качества волокна при высокой производительности. G.A. Holt предложил разработки, ориентированные на инженерные инновации. G.J. Mangialardi проводил исследования по контролю параметров переработки (влажность, скорость подачи). Нормативные и практические аспекты были охвачены T.D.Valco.

Американская компания Continental Eagle производит пильные волокноотделители с дополнительными устройствами для вывода семян (модели 161, 201) или без них (141). В современных конструкциях применяется принцип двухкамерного волокноотделителя Ellipse 1879 года, который остается актуальным в моделях компаний США, Индии и Китая. Например, машина МУ-171 показала снижение энергопотребления и увеличение срока службы рабочих органов.

Динамические модели машин, в том числе упруго-диссипативные элементы описаны в работах В.Н.Коршуна, В.С.Поповича, Р.Е. Пестрецова. Н.В.Лошчинин изучал динамику единиц с вариатором, а Ю.С.Корнеев проанализировал ускорение управляемой муфты. И.И. Вулфсон определил влияние параметров возбуждения на колебания, предложил инженерные методы расчета.

Современные подходы к моделированию и расчету динамики машин представлены в работах Jozef Steinhauer, Milan Nad', И.И.Вульфсона и Д.М.Мухаммадиева. И.М. Бабаков и Н.Н. Никитин определили резонансные зоны и естественные частоты и позволили избежать повреждения машин при работе в критических режимах. Такой подход повышает надежность и эффективность агрегатов.

Множество исследований посвящены работе однокамерного пильного волокноотделителя. Б.А.Левкович установил, что за счет улучшения зацепления волокна в зубьях и уменьшения скольжения улучшается работа пилы. Г.И.Болдинский разработал формулу точного расчета производительности. Б.И.

Б.И. Роганов предложил усовершенствование рабочей камеры волокноотделителя, что снизило плотность сырцового валика.

Д.А. Котов и Г.И. Болдинский определили, что коэффициент возврата семян можно регулировать в зависимости от состояния гребенки семян с производительностью до 9 кг/час. А.Максудовым и И.Т.Максудовым изучена зависимость производительности волокноотделителя от частоты вращения цилиндра и массы сырцового валика, а также влияние геометрии фартука на показатели качества и энергоэффективность.

Т.Саидходжаев установил, что увеличение производительности без изменения меж пильного расстояния не влияет на длину волокна, тогда как его уменьшение ухудшает качество выхода семян. К.С.Собиров предложил двух этапное отделение волокна для получения высококачественного волокна, но этот подход усложняет процесс.

Исследованиями выявлены два основных направления повышения эффективности пильных волокноотделителей:

1. Изменение конструкции рабочей камеры (объем, кривизна фартука).

2. Применение дисковых ускорителей, снижающих энергозатраты и повышающих производительность труда (Д.А.Котов, М.Тиллаев, Lummus).

Согласно формуле Г.И. Болдинского, производительность пильных волокноотделителей составляет 21,7 кг на одного пиля в час. Г.Д.Джабаров, С.Д.Балтабаев, Д.А.Котов, Н.Д.Соловьев определили, что основным фактором эффективности является скорость использования зубьев пилы, которая увеличивается с увеличением скорости вращения сырцового валика. Н.К.Сафаров предложил волокноотделитель с вращающимся трубчатым семяотводом, который также повышает урожайность.

Анализ приводов для систем волокноотделения, в частности в хлопковой промышленности, подчеркивает важность оптимизации энергоэффективности и снижения механических нагрузок для сохранения качества волокна. Проводятся исследования по созданию эффективных передач, сочетающих высокую производительность с экономичным энергопотреблением, а также внедрению роботизированных решений для минимизации повреждения волокна.

Результаты анализа показывают, что переработка хлопка, в частности влияние профиля рабочей камеры на ресурсоэффективное волокноотделение, изучена недостаточно. Пильные волокноотделители зарубежного производства не позволяют использовать их непосредственно на местных предприятиях. Поэтому большое значение имеет обоснование параметров отверстий и системы передачи движения в семяотводящей трубе пильного волокноотделителя.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ научно-исследовательского учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках плана НИР Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т. Уразбаева по теме «Теоретическое и экспериментальное определение оптимальных показателей системы передачи движения в семяотводящем устройстве волокноотделительной машины» (2022-2024 гг.).

Целью исследования является обоснование параметров системы передачи движения и отверстий в семяотводящем трубопроводе усовершенствованного пыльного волокноотделителя на основе новых ресурсосберегающих технологий, отвечающих требованиям технологии первичной переработки хлопка.

Задачи исследования:

анализ технологического процесса пыльной волокноотделительной машины и обоснование параметров отверстий и системы передачи движения в семяотводящей трубе новой конструкции для этой машины;

исследование движения машинного агрегата семяотводящего устройства с распределенными параметрами на основе математических моделей;

расчет на прочность узлов и деталей семяотводящего устройства пыльного волокноотделителя;

экспериментальное обоснование расположения отверстий в семяотводящей трубе и производительности системы передачи движения, механических повреждений семян энергетических показателей;

определение эффективности пыльного волокноотделителя с ресурсосберегающим устройством для вывода семян, отвечающего требованиям технологии первичной переработки хлопка.

Объектом исследования является семяотводящая труба пыльного волокноотделителя, первично обрабатывающего хлопка в республике.

Предметом исследования являются конструкция и технологические показатели семяотводящей трубы пыльного волокноотделителя, угол расположения отверстий и угловые скорости трубы, режимы процесса отделения волокна от хлопка.

Методы исследования. В процессе исследования использовались численные методы Рунге-Кутты для решения дифференциальных уравнений, Гаусса-Зайделя для нахождения оптимальных параметров, Ньютона для альтернативизации на основе уравнений регрессии и методы планирования математической статистики и обработки экспериментальных результатов. Метод конечных элементов (МКЭ) использовался для определения изгиба, усилия, параметров прочности и критической скорости вращения перфорированной трубы и шнека.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

определены критически потребляемая мощность, угловое ускорение, скорость и кручение перфорированной трубы пыльного волокноотделителя основанного на распределенных параметрах с использованием характеристик, рекомендованных А.Е. Левиным и М.М. Соколовым;

с помощью метода конечных элементов в виде перемещений (ФЭМ) рассчитаны параметры прочности и критические скорости вращения перфорированной трубы и шнека, построены эпюры изгибающих моментов, поперечных сил, поперечных перемещений и определены опасные сечения;

установлено, что оснащением системы передачи движения перфорированной трубы планетарным редуктором с реверсивной схемой

снижаются габаритные размеры системы передачи на 30%, масса на 25% и условие прочности зубьев обеспечивается запасом контакта - 2,96 раз ;

на основе анализа многофакторных регрессионных моделей определено, что при плотности сырцового валика 286 кг/м^3 , скорости вращения трубы 350 мин^{-1} и угле отверстий на поверхности трубы 62° производительность семяотводящей трубы составляет $332,15 \text{ кг/час}$, механическая поврежденность семян $1,2\%$ и потребление мощности $1,44 \text{ кВт}$;

разработана усовершенствованная пыльная волокноотделительная машина, позволяющая повысить производительность и снизить энергозатраты в процессе отделения волокна от семян.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

обоснованы конструкция, кинематика и параметры системы передачи движения перфорированной трубы пыльного волокноотделителя на основе распределенных параметров;

построены траектории изменения динамических показателей и параметров прочности перфорированной трубы и шнека методом конечных элементов в виде перемещений (ФЭМ);

в результате экспериментальных исследований обоснованы плотность сырцового валика, скорость вращения трубы и угол расположения отверстий на поверхности трубы обеспечивающие максимальную производительность семяотводящей трубы, минимальное механическое повреждение семян и минимальные затраты мощности.

Достоверность результатов исследования.

Достоверность результатов исследования обосновывается соответствием сформулированных в диссертации научных принципов, выводов и рекомендаций, теоретических и экспериментальных исследований, результатами апробации и внедрения, а также сопоставлением результатов, их адекватностью по критериям оценки, положительными результатами проведенных исследований и их сравнительным анализом данных в в рамках рассматриваемых дисциплин.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования объясняется обоснованием динамических параметров перфорированной трубы и шнека пыльного волокноотделителя на основе распределенных параметров и показателей прочности системы передачи движения, а также определением значений тангенциальных напряжений и угла поворота в опасной части перфорированной трубы и шнека.

Практическая значимость результатов исследования объясняется созданием семяотводящего устройства сырцового валика в процессе отделения волокна от хлопка, а также разработкой кинематики, конструкции и технологии перфорированной трубы и шнека пыльного волокноотделителя, направленных на обеспечение минимального механического повреждения и минимального энергопотребления при высокой производительности.

Внедрение результатов исследований.

На основе проведенных исследований с целью разработки перфорированной трубы и шнека ресурсосберегающего пильного волокноотделителя, отвечающего требованиям технологии первичной переработки хлопка:

Усовершенствованная конструкция 90-пильного волокноотделителя внедрена на Букинском хлопкоочистительном предприятии принадлежащего ООО "АПК Бука" Букинского района Ташкентской области (справка ассоциации «Хлопко-текстильные кластеры Узбекистана» № 03/22-1009 от 11 декабря 2023 г.). В результате, внедрению усовершенствованного 90-пильного волокноотделителя производительность увеличилась на 7,5%, а энергопотребление снизилось на 8,02%.

Апробация результатов исследования. Результаты данного исследования были обсуждены на 8 научно-технических конференциях, в том числе на 6 международных и 2 республиканских научно-практических конференциях и 3-х научных семинарах.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 14 научных работ. Из них 4 статьи в республиканских и 2 статья в зарубежных журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертаций доктора философии (PhD).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 128 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во **введении** обосновывается актуальность и необходимость темы диссертации, формируются цель и задачи, а также объект и предмет исследования, соответствие исследования важным направлениям развития науки и техники республики, констатируется научная новизна и практические результаты исследования, обосновывается достоверность полученных результатов, подчеркивается научно-практическая значимость результатов исследования и приводится информация о выполнении, опубликованных работах и структуре диссертации.

В первой главе диссертации под названием **«Аналитический анализ научных исследований пильного волокноотделения хлопка-сырца»** проанализированы конструкции пильных волокноотделительных машин производства стран СНГ и зарубежья. Анализ существующих конструкций процесса разделения волокна, разработанных как в стране, так и за рубежом, показал, что производимые в стране пильные волокноотделители не могут удовлетворить технологические потребности хлопкоочистительного предприятия.

На основе анализа исследований, проведенных по совершенствованию пильного волокноотделения, установлено, что их конструкция нуждается в совершенствовании. При этом необходимо изучить конструкции семяотводящих

устройств, позволяющие производить дополнительный вывод семян для повышения производительности и сохранения природных свойств волокна. Поэтому дальнейшие исследования направлены на определение конструктивных и технологических параметров семяотводящего устройства.

Во второй главе диссертации «Исследование движения машинного агрегата семяотводящего устройства с распределенными параметрами» машинный агрегат рассматривался как система, состоящая из подсистем с агрегированными и распределенными параметрами для исследования динамических параметров перфорированной семяотводящей трубы и шнека (рис.1).

В качестве обобщенных координат приняты φ_D и $\varphi_T(x)$. Динамическая модель трубы разделяется на подсистемы с сосредоточенными и распределенными параметрами сечением $x=0$, где приложены два реактивных момента M_- и M_+ (рис.3), которые по величине равны, но противоположны по направлению $M_+ = -M_-$. Реактивный момент на «выходе» элемента (справа) принимается положительным $\varphi_T(x)$, а для реактивного момента на «входе» — отрицательным.

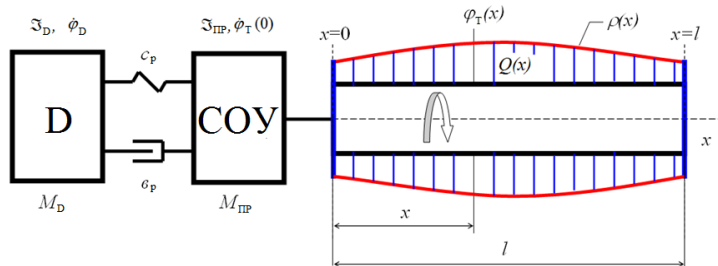


Рис.1. Динамическая модель семяотводящего устройства

За обобщенные координаты: угловые скорости электродвигателя $\dot{\varphi}_D$, трубы $\dot{\varphi}_T$ и шнека $\dot{\varphi}_Ш$.

Учитывая жесткость планетарного редуктора, момент инерции шнека $\mathfrak{Z}_Ш$ и нагрузки $M_Ш$ на него, можно провести к семяотводящей трубе:

$$\mathfrak{Z}_{ПР} = \mathfrak{Z}_T + \frac{\mathfrak{Z}_Ш}{i_3^2} \quad M_{ПР} = \frac{M_T \cdot \dot{\varphi}_T + M_Ш \cdot \dot{\varphi}_Ш^2}{\dot{\varphi}_T} \quad (1)$$

Используя найденные члены в уравнение Лагранжа получим уравнения движения машинного агрегата семяотводящего устройства в общем виде:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{Z}_D \cdot \ddot{\varphi}_D &= M_D - c_P \cdot (\varphi_D - i_P \cdot \varphi_T) - \varepsilon_P \cdot (\dot{\varphi}_D - i_P \cdot \dot{\varphi}_T) \\ \mathfrak{Z}_{ПР} \cdot \ddot{\varphi}_T &= c_P \cdot i_P \cdot (\varphi_D - i_P \cdot \varphi_T) + \varepsilon_P \cdot i_P \cdot (\dot{\varphi}_D - i_P \cdot \dot{\varphi}_T) - M_{ПР} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Характеристики асинхронных электродвигателей:

- Динамическая характеристика, предложенной А.Е.Левиным;
- Динамические и механические характеристики, предложенной М.М. Соколовым.

Паспортные параметры и коэффициенты асинхронного двигателя 4A112MB8V3: $N=3.0$ кВт – номинальная мощность; $M_H = M_K/2=38.97672$ Н·м – номинальный момент на валу ротора; $n=735$ об/мин – номинальное число оборотов ротора; $f_c=50$ Гц – частота сети; $U_m=220$ В – номинальное фазное

напряжение; $M_K=77.95344$ Н·м – критический момент на валу ротора; $\eta=0.83$ - КПД двигателя; $\cos\varphi=0.74$ – номинальный коэффициент мощности двигателя; $\omega_o=78.53982$ c^{-1} - синхронная частота вращения ротора; $\omega_n=76.96902$ c^{-1} - номинальная частота вращения ротора; $S_K=0.07464086$ - критическое значение скольжения; $S_n=(\omega_o-\omega_n)/\omega_o=0.02$ - номинальное значение скольжения; $P=4$ – число пар полюсов; $I_{н.ф.}=7.775324$ А – номинальный фазный ток.

В результате проведенных экспериментов были получены следующие моменты инерции со шкивами: ротора электродвигателя $\mathfrak{Z}_D=0.0378$ кг·м², семяотводящего устройства $\mathfrak{Z}_T=1.14$ кг·м² и шнека $\mathfrak{Z}_{Ш}=0.02989$ кг·м².

Учитывая закон изменения углового ускорения перфорированной трубы, его можно выразить в виде следующей функции по характеристике, предложенной А.Е. Левиным:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 9 + 12 \cdot t - 19 e^{-0.7t} \cos 36t & \text{если } t \in [0 - 1.41] \\ \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 110 + 31.05(t - 0.09) - 60 e^{-0.2(t-0.09)} \sin(24.7(t-0.09)) & \text{если } t \in [1.41 - 1.67] \\ \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 200 e^{-1.1(t-0.05)} \cos(-11.8(t-0.05)) & \text{если } t \in [1.67 - 6.0] \end{cases} \quad (3)$$

Учитывая закон изменения углового ускорения перфорированной трубы, его можно выразить в виде следующей функции по характеристике, предложенной М.М. Соколовым:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 0.75 e^{(2t+1.564)} \cos(72t+1.564) & \text{если } t \in [0 - 1.64] \\ \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 110 - 20 e^{0.5t} \sin(-40t) & \text{если } t \in [1.64 - 1.88] \\ \frac{\partial^2 \varphi_T}{\partial t^2} = \ddot{\varphi}_T(t) = 200 e^{-(t+1.15)} \cos(-10(t+0.5)) & \text{если } t \in [1.88 - 6.0] \end{cases} \quad (4)$$

Если $\rho=const$ и $I(x)=const=2.29 \cdot 10^{-6}$ м⁴, а также $x \in [0; l]$ имеем распределенную силу по длине трубы

$$Q(x) = \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi \omega_r t + \varphi_{r0})}{\pi R l} x, \quad (5)$$

где $M_{cp}=35.67$ Н·м; $M_0=3.33$ Н·м; $\omega_r=\pi \cdot 389/30$ рад/с; t – время; $\varphi_{r0}=0$ – начальная фаза; $l=1.8995$ м – длина перфорированной трубы; $R=0.0625$ м – радиус перфорированной трубы.

Тогда, с учетом уравнений (3) и (4), закон изменения угла перфорированной трубы будет иметь следующий вид:

– по характеристике А.Е. Левина

$$\begin{cases} \varphi_{Tx} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (9 + 12 \cdot t - 19 e^{-0.7t} \cos 36t) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi \omega_r t)}{6 \pi R l} x^3 \right) & \text{если } t \in [0; 0.41] \\ \varphi_{Tx} = \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (110 + 31.05(t - 0.09) - 60 e^{-0.2(t-0.09)} \sin(24.7(t-0.09))) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi \omega_r t)}{6 \pi R l} x^3 \right) & \text{если } t \in [0.41; 1.67] \\ \varphi_{Tx} = \frac{1}{GI} \left(200 \rho e^{-1.1(t-0.05)} \cos(-11.8(t-0.05)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi \omega_r t)}{6 \pi R l} x^3 \right) & \text{если } t \in [1.67; 6.0] \end{cases} \quad (6)$$

– по характеристике М.М.Соколова

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_{Tx} &= \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (0.75 e^{(2t+1.564)} \cos(72t+1.564)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi\omega_1 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ если } t \in [0; 1.64] \\ \varphi_{Tx} &= \frac{1}{GI} \left(\rho \cdot (110 - 20 e^{0.5t} \sin(-40t)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi\omega_1 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ если } t \in [1.64; 1.88] \\ \varphi_{Tx} &= \frac{1}{GI} \left(200 \rho e^{-(t+1.15)} \cos(-10(t+0.5)) \frac{x^2}{2} - \frac{M_{cp} + M_0 \cos(\pi\omega_1 t)}{6\pi R l} x^3 \right) \text{ если } t \in [1.88; 6.0] \end{aligned} \right. \quad (7)$$

Решения уравнений (6-8), описывающих динамику перфорированной трубы пильного джина с учётом распределённых параметров (рис. 2-4), позволили провести подробное исследование крутильных колебаний системы.

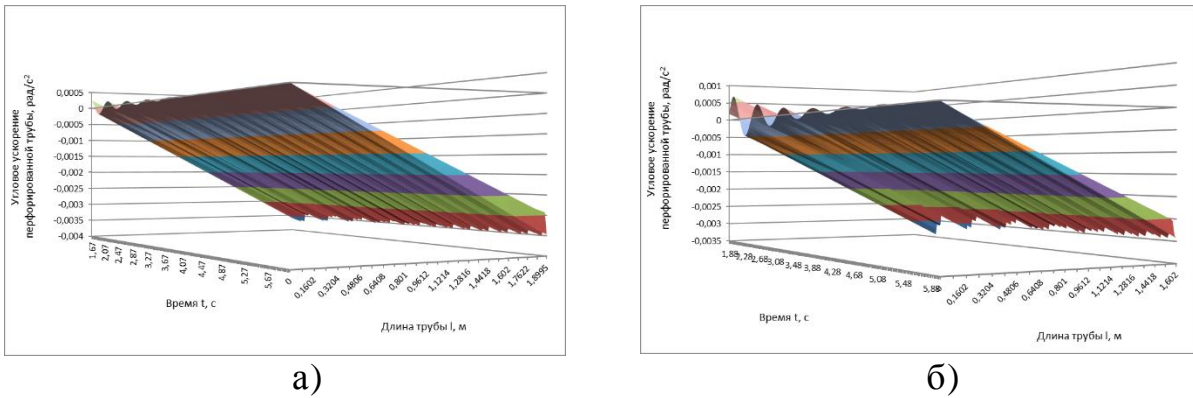


Рис. 2. Изменение углового ускорения перфорированной трубы (а- по А.Е.Левину при $t \in [1.67; 6.0]$; б- по М.М.Соколову при $t \in [1.88; 6.0]$) в зависимости от времени и длины трубы

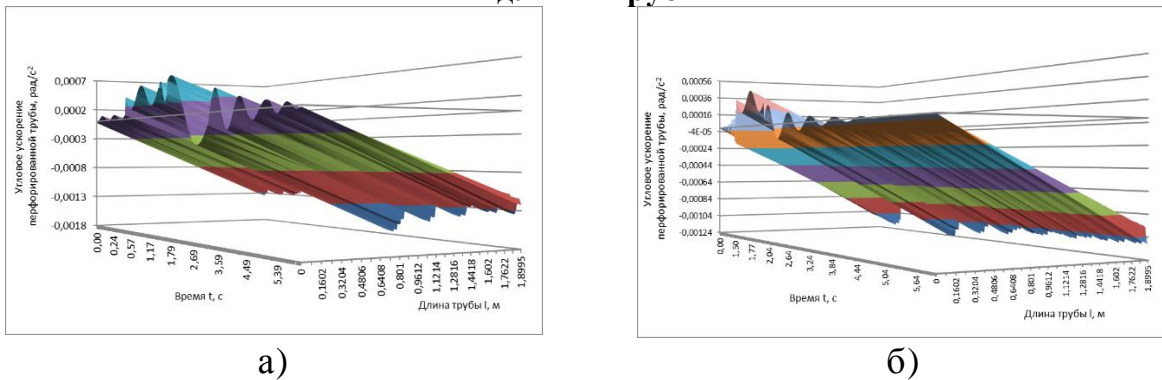


Рис. 3. Изменение углового ускорения перфорированной трубы (а- по А.Е.Левину при $t \in [1.67; 6.0]$; б- по М.М.Соколову при $t \in [1.88; 6.0]$) в зависимости от времени и длины трубы

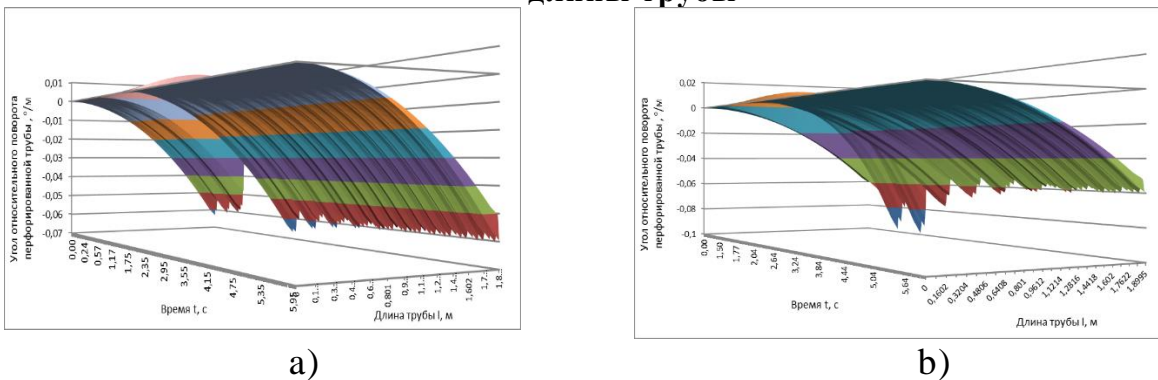


Рис. 4. Изменение угла относительного поворота перфорированной трубы (а-по А.Е.Левину; б- по М.М.Соколову) в зависимости от времени и длины трубы

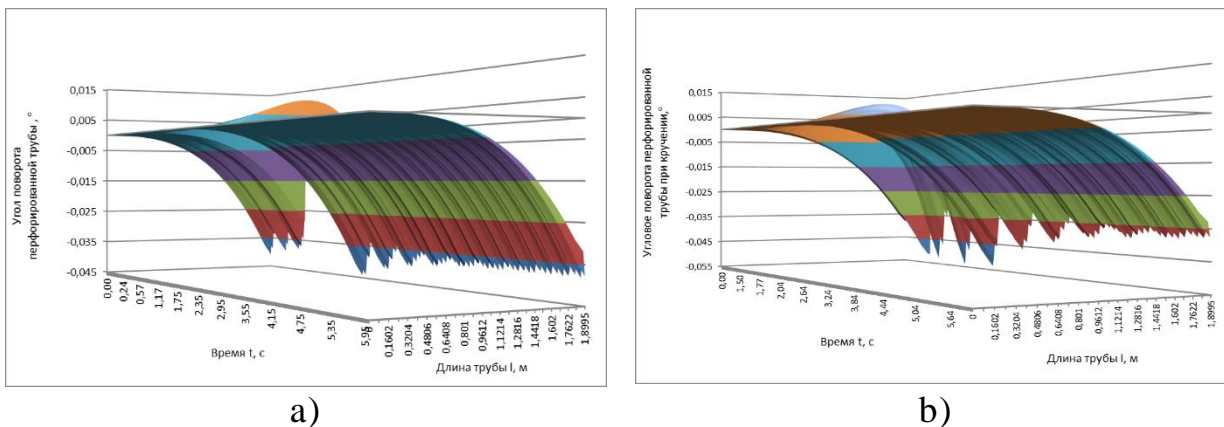


Рис. 5. Изменение углового поворота перфорированной трубы (а- по А.Е.Левину; б- по М.М.Соколову) при кручении в зависимости от её длины в функции времени

Построен график относительного угла поворота перфорированной трубы (рис.6) и изменение углового поворота перфорированной трубы (рис. 5 и б) в зависимости от длины трубы.

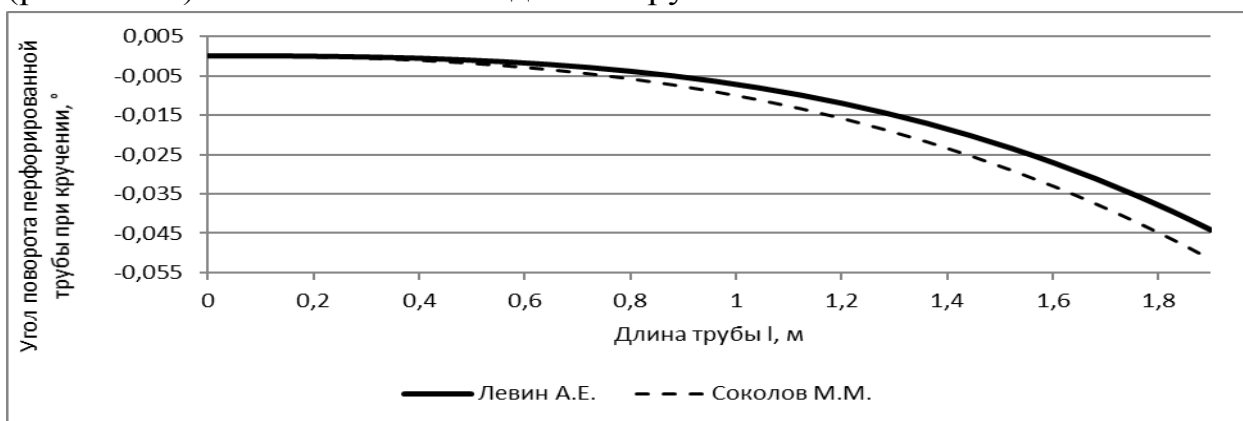


Рис. 6. Изменение углового поворота трубы при кручении (а- по А.Е.Левину при $t=1.87$ с, б- по М.М.Соколову при $t=1.6$ с)

Построенные графики (рис. 5-6) позволили определить относительный угол закручивания и максимальные значения угла закручивания перфорированной трубы, которые по А.Е. Левину составляют $0.057^\circ/\text{м}$ и 0.03° , а по М.М. Соколову – $0.067^\circ/\text{м}$ и 0.04° соответственно.

В третьей главе диссертации «**Прочностные расчеты узлов и деталей семяотводящего устройства пильного волоконотделителя**» представлены результаты математического моделирования семяотводящего устройства построены эпюры осевого изгиба, поперечных сил и изгибающих моментов, определены критические частоты их вращения, а также расчет прочности семяотводящего устройства при вращении.

Представляем метод статического расчета семяотводящего устройства. Расчет проводился с использованием решетчатого элемента с шестью степенями свободы. Этот элемент построен путем объединения конечного элемента балки и конечного элемента одноосного напряженного состояния.

Рассмотрим построение конечно-элементной матрицы жесткости с точками.

Соотношение между статическими нагрузками и перемещением вала при изгибе можно определить, рассмотрев функционал энергии при изгибе.

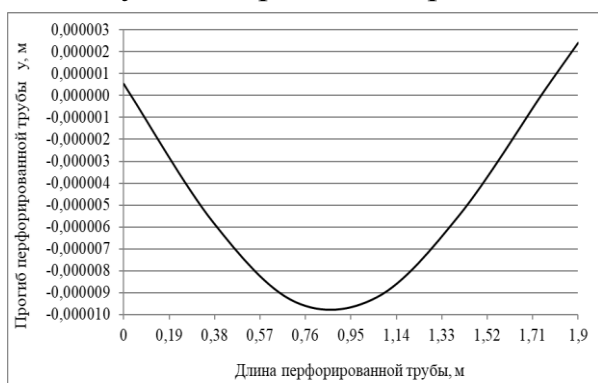
$$I = \frac{1}{2} \int_0^l \left[EI \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)^2 - 2f(x)w \right] dx, \quad (8)$$

где I – момент инерции сечения, МПа; E – модуль упругости, м^4 ; f – распределенная нагрузка, кг/м; x – длина трубы, м; w – поперечное сечение, м^2 .

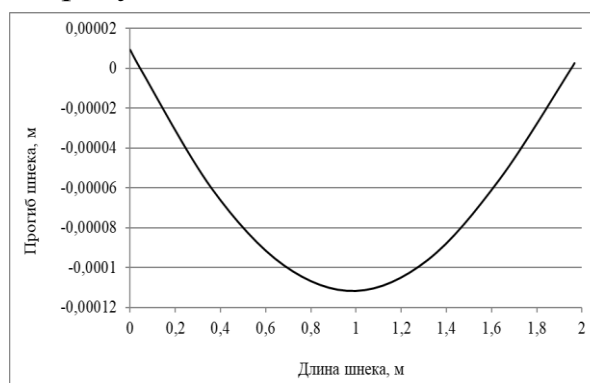
Можно решать произвольные задачи для любых сложных (конструктивных) стержней, имеющих связь между внешними силами и перемещениями для одного элемента. Матрица (k) называется матрицей жесткости элемента. Теперь объединим матрицы балочных и одноосных элементов, для расчета семяотводящего устройства. Эту матрицу мы используем для расчета семяотводящего устройства. В программе использован метод конечных элементов. Конечный элемент представляет собой двухузловой плоский элемент со стержнями, имеющий две степени свободы в каждом узле. На первом этапе программы записываются исходные данные для статических расчетов. На втором этапе используется программа, которая выполняет следующие задачи:

- вводятся данные, создается матрица жесткости;
- решение системы линейных уравнений;
- построение эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Результаты расчетов представлены на рисунках 7 – 9.

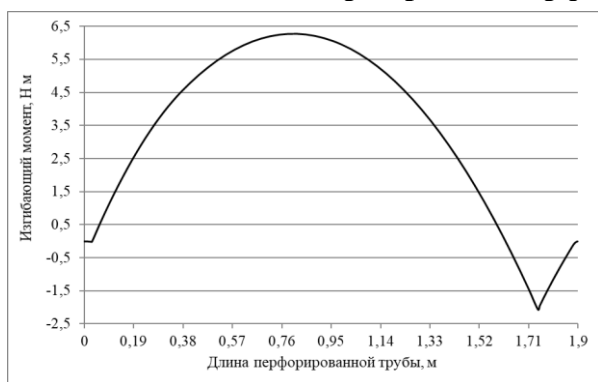


а) $y_{\max}=9,42 \cdot 10^{-6}$ м, $X_{\max}=0,855$ м

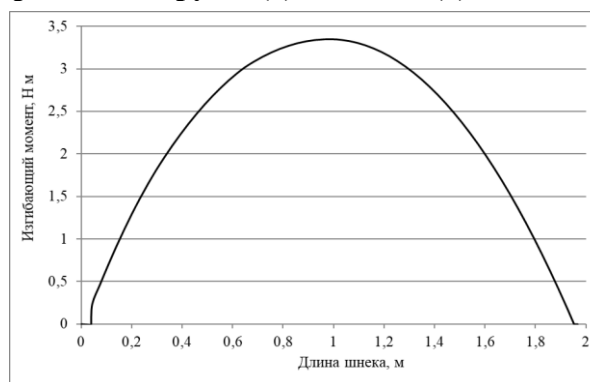


б) $y_{\max}=1,12 \cdot 10^{-4}$ м, $X_{\max}=0,998$ м

Рис. 7. Эпюра прогиба perforированной трубы (а) и шнека (б)

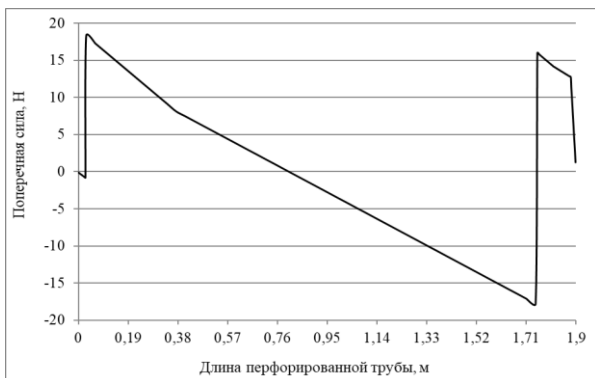


а) $M_{\min}=-2,06$ Н м, $X_{\min}=1,745$ м, $M_{\max}=6,28$ Н м, $X_{\max}=0,8189$ м

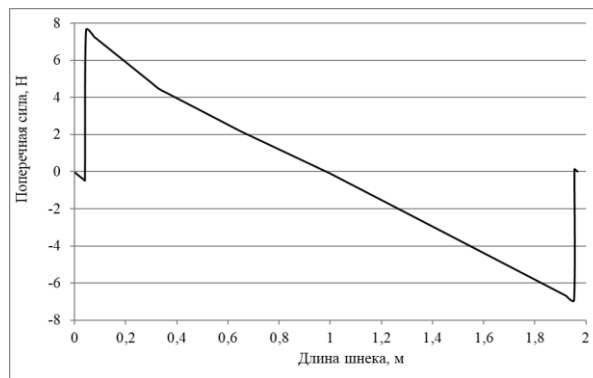


б) $M_{\min}=-0,011$ Н м, $X_{\min}=0,0396$ м, $M_{\max}=3,35$ Н м, $X_{\max}=0,998$ м

Рис. 8. Эпюра изгибающих моментов perforированной трубы (а) и шнека (б)



а) $Q_{\min}=-17,74 \text{ Н}$, $X_{\min}=1,745 \text{ м}$, $Q_{\max}=18,31 \text{ Н}$, $X_{\max}=0,03 \text{ м}$



б) $Q_{\min}=-6,92 \text{ Н}$, $X_{\min}=1,953 \text{ м}$, $Q_{\max}=7,61 \text{ Н}$, $X_{\max}=0,044 \text{ м}$

Рис. 9. Эпюры поперечных сил перфорированной трубы (а) и шнека (б)

С использованием метода конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений рассчитаны прочностные параметры и критические скорости вращения перфорированной трубы и шнека. Построены эпюры изгибающих моментов, поперечных сил, поперечного перемещения и определены экстремальные значения трубы и шнека для обеспечения прочности соответственно при длине $l_{\text{тр}}=1,8995 \text{ м}$ и $l_{\text{шнек}}=1,9669 \text{ м}$, максимальные значения изгибающего момента – $6,28 \text{ Нм}$ ($X_{\text{тр}}=0,8189 \text{ м}$) и $3,35 \text{ Нм}$ ($X_{\text{шнек}}=0,998 \text{ м}$), поперечной силы – $18,31 \text{ Н}$ ($X_{\text{тр}}=0,03 \text{ м}$) и $7,61 \text{ Н}$ ($X_{\text{шнек}}=0,044 \text{ м}$), поперечное перемещение – $y_{\max}=1,12 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, ($X_{\max}=0,998 \text{ м}$) и $y_{\max}=9,42 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ($X_{\max}=0,855 \text{ м}$). Установлено, что последнее соответственно кратно меньше, чем допустимое ($0,3 \text{ мм}$).

Схема расчета перфорированной трубы и шнека представлена на рисунках 10 и 11, а результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры перфорированной трубы и шнека

№	Наименование параметров	Перфорированная труба	Шнек
1.	Наружный диаметр трубы D , м	0,125	0,04
2.	Внутренний диаметр d , м	0,116	0,033
3.	Толщина трубы $\delta=(D-d)/2$, м	0,0045	0,0035
4.	Длина l , м	1,8995	1,9669
5.	Радиус инерции $R=(d+\delta)/2$, м	0,06025	0,01825
6.	Допускаемое напряжение, $[\tau_k]$, Н/м ²	$1029,698 \cdot 10^5$	$1029,698 \cdot 10^5$
7.	Эластичный модуль G , Н/м ²	$8 \cdot 10^{10}$	$8 \cdot 10^{10}$
8.	Максимальный крутящий $M_{\text{кmax}}$ момент	77,95	13,0
9.	Полярный момент инерции $\mathcal{J}_p=\pi \cdot (D^4-d^4)/32$, м ⁴	$2,29061 \cdot 10^{-6}$	$1,36961 \cdot 10^{-7}$
10.	Полярный момент сопротивления $W_p=\mathcal{J}_p/R$, м ³	$3,80184 \cdot 10^{-5}$	$7,50469 \cdot 10^{-6}$
11.	Напряжение $\tau_{\text{max}}=M_{\text{кmax}}/W_p$, Н/м ²	2050322,4	1731140,2

12.	Коэффициент запаса прочности $K_n = [\tau_k] / \tau_{max}$	50,2	59,5
13.	Угол относительного поворота при кручении $\theta_{max} = M_{kmax} / (G \cdot J_p)$, рад/м	0,00043	0,00119
14.	Угол поворота при кручении $\varphi_{max} = M_{kmax} \cdot l / (G \cdot J_p)$, рад (°)	0,0008 (0,045)	0,0023 (0,133)
15.	При $[\theta] = 0,5 \text{ \%м}$ (0,008727 рад/м) тогда	$\theta_{max} = 0,00043$ рад/м $< [\theta] = 0,0$ 0873 рад/м.	$\theta_{max} = 0,00119$ рад/м $< [\theta] = 0$,00873 рад/м.

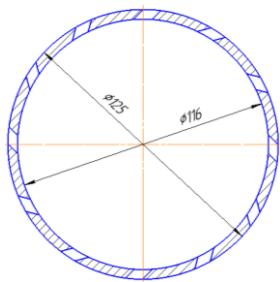


Рис. 10. Расчетная схема перфорированной трубы

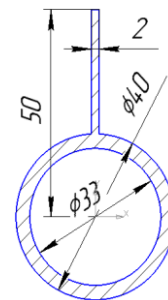


Рис. 11. Расчетная схема шнека

Установлены расчетные значения касательного напряжения и угол поворота в опасном сечении перфорированной трубы $\tau_{max}^{mp} = 20,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 \ll [\tau]$ и $\varphi_{max}^{mp} = 0,045^\circ < [\varphi] = 1^\circ$ и шнека $\tau_{max}^{un} = 5,33 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 \ll [\tau]$ и $\varphi_{max}^{un} = 0,133^\circ < [\varphi] = 1^\circ$.

В целом математическое моделирование перфорированной трубы и шнека позволило установить эпюры изгиба, изгибающих моментов и поперечных сил.

Для сокращения аналитических вычислений при расчете критических скоростей можно использовать метод конечных разностей в виде перемещений. Расчет проводился с использованием балочного элемента с четырьмя степенями свободы.

Мы представляем методику динамического анализа перфорированных труб и шнеков. Соотношение между нагрузкой и смещением вала можно получить, рассмотрев энергетический функционал прогиба вала.

$$I = \frac{1}{2} \int_0^l \int_0^t \left[EI \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)^2 - 2f(x,t)w - m_0 \left(\frac{dw}{dt} \right)^2 \right] dx dt. \quad (9)$$

где m_0 – масса на единицу длины; E – модуль упругости; f – распределенная нагрузка; I – момент инерции сечения.

Пусть рассматриваемая величина разделена на S элементов. В этом случае функционал энергии (9) можно записать как сумму функционалов энергии каждого элемента.

Тогда уравнение будет иметь следующее решение при выполнении условия:

$$([K] - \omega^2 [M]) \{Q_0\} = 0. \quad (10)$$

Это равенство справедливо при определенных значениях собственных угловых частот ω – критической скорости вращения трубы и шнека.

В программе реализован метод конечных элементов. Конечный элемент представляет собой двухплоскостной узловой элемент со стержнями, каждый узел которого имеет две степени свободы. Используя программу расчета, были рассчитаны критические скорости и закономерности колебаний (рисунки 12 и 13).

В результате проведенных исследований установлены исходные данные и расчетные схемы для перфорированной трубы и шнека. Для обеспечения режима работы перфорированной трубы и шнека и предотвращения резонансных режимов определены критические скорости их вращения и построены формы колебаний. Расчетные значения первой, второй и третьей критических скоростей перфорированной трубы составили 8232,7, 29472,6 и 54655,8·3 рад/с соответственно, а для шнека они составили 6162,8, 24765,5 и 56392,8 рад/с.

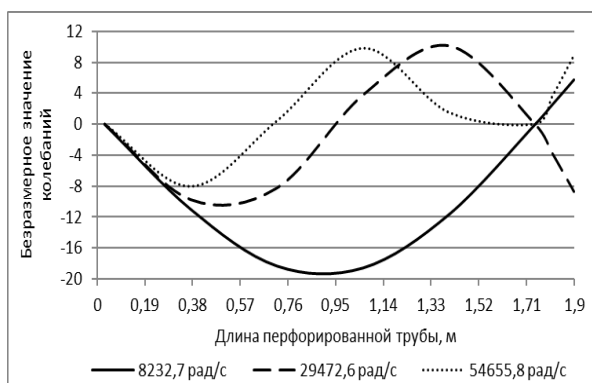


Рис. 12. Форма колебаний перфорированной трубы

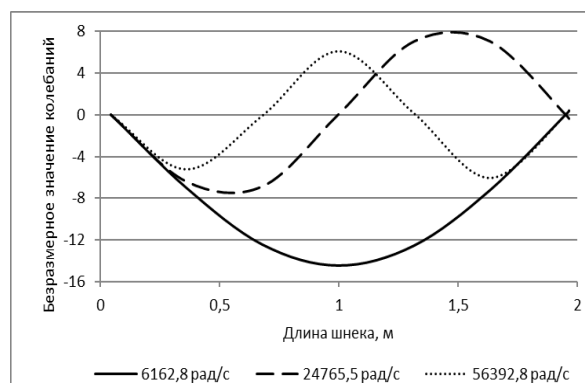


Рис. 13. Форма колебаний шнека

Для эффективности и компактности в приводе семяотводящего устройства предусмотрен планетарный редуктор реверсной схемы. При этом число зубьев солнечной шестерни $Z_1=12$, сателлита $Z_2=12$ и коренной шестерни $Z_3=36$ с модулем $m=3$ мм, проверены на условие сбора и соседство с количеством сателлитов равных $K=4$.

Проведены проверочные расчеты зубьев солнечной шестерни и оси сателлита на изгиб, в которых выполнено условие прочности с запасом $\sigma_F=24.93$ МПа $\leq [\sigma_F]=465$ МПа – 18.5 раза и $\sigma_u=20.26$ МПа $\leq [\sigma_u]=60$ МПа – 2.96 раза. Кроме того, с учетом прочностных расчетов определены размерные значения узлов планетарного редуктора семяотводящего устройства.

В четвертой главе диссертации, «**Результаты экспериментальных исследований и расчет экономической эффективности**» приведены результаты определения оптимальной производительности семяотводящего устройства в зависимости от скорости вращения семяотводящей трубы диаметром 125 мм и плотности сырцового валика.

Планирование экспериментального исследования позволяет проводить его целенаправленно, выбирать количество экспериментов и условия их проведения, чтобы решить поставленную задачу с необходимой точностью.

Предварительные исследования показали, что основными входными факторами, влияющими на эффективность работы устройства для извлечения семян, являются X_1 - плотность сырцового валика в рабочей камере, X_2 - частота

вращения семяотводящей трубы и X_3 - угол расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы.

Известные значения коэффициентов уравнения регрессии позволили построить уравнение регрессии для определения производительности семяотводящей трубы y_1 (кг/с), механической поврежденности семян y_2 (%) и потребляемой мощности электродвигателя y_3 (кВт) в зависимости от плотности сырьевого валика в рабочей камере x_1 , частоты вращения семяотводящей трубы x_2 и угла расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы x_3 .

$$y_1 = 242,76 + 21,90 \cdot x_1 + 113,58 \cdot x_3 - 25,193 \cdot x_2^2 - 46,086 \cdot x_3^2. \quad (11)$$

$$y_2 = 0,839 + 0,099 \cdot x_1 + 0,124 \cdot x_2 + 0,209 \cdot x_3 - 0,114 \cdot x_1^2 + 0,218 \cdot x_2^2 + 0,166 \cdot x_3^2. \quad (12)$$

$$y_3 = 1,298 + 0,019 \cdot x_3 + 0,059 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,034 \cdot x_1^2 + 0,034 \cdot x_3^2. \quad (13)$$

Гипотеза об адекватности принятой модели принимается. Уравнение регрессии такое же, как и 95% доверительный интервал.

После учета дисперсии, адекватности, критериев Стьюдента и Фишера изменения производительности семяотводящей трубы y_1 (кг/с), механической поврежденности семян y_2 (%) и потребляемой мощности электродвигателя y_3 (кВт) в зависимости от факторов x_1 , x_2 , x_3 имеют следующий вид (рисунки 14-16).

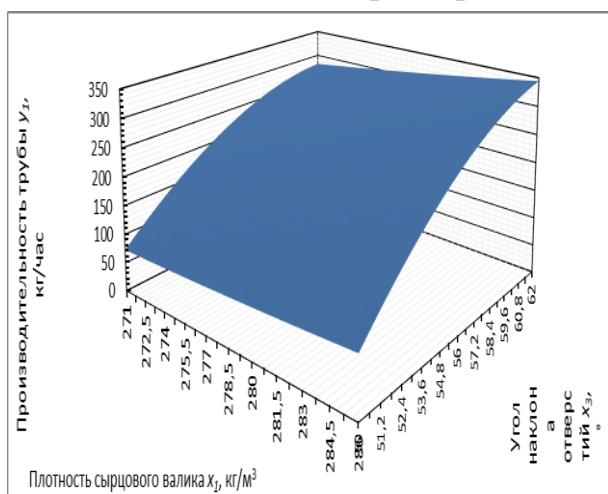


Рис.14. Изменения производительности трубы в зависимости от плотности сырьевого валика и угла наклона отверстий

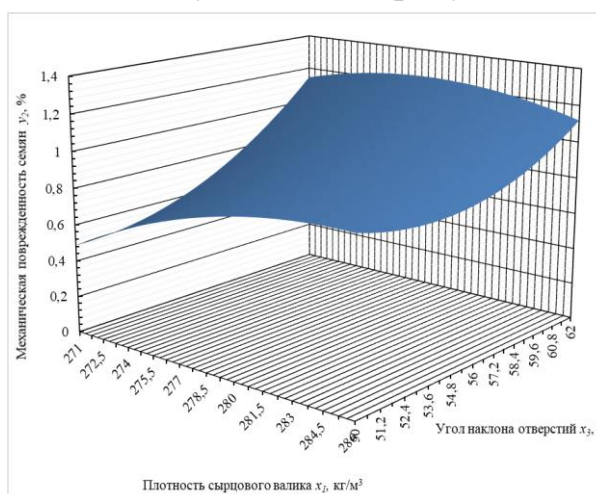


Рис.15. Изменения механической поврежденности семян в зависимости от плотности сырьевого валика и угла наклона отверстий

В результате проведенных экспериментальных исследований по изучению производительности y_1 , механической поврежденности семян y_2 и потребляемой мощности семяотводящей трубы y_3 построены математические модели (11-13) в зависимости от плотности сырьевого валика x_1 , частоты вращения трубы x_2 и угла расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы x_3 (рис. 14-16).

Для определения оптимальных параметров семяотводящей трубы необходимо найти такую комбинацию уровней управляемых факторов, при которой достигается максимальная производительность при ограничениях механической поврежденности семян $0 \leq y_2 \leq 2\%$ и потребляемая мощность электродвигателя трубы $0 \leq y_3 \leq 2$ кВт.

Таким образом, за целевой отклик $y_1(x_1, x_2, x_3)$ принимаем производительность семяотводящей трубы, а на второй отклик механической поврежденности семян $y_2(x_1, x_2, x_3)$ налагается ограничение $0 \leq y_2 \leq 2\%$. На третий отклик потребляемой мощности электродвигателя трубы $y_3(x_1, x_2, x_3)$ тоже налагается ограничение $0 \leq y_3 \leq 2$ кВт. Для целевого отклика было принято уравнение (11).

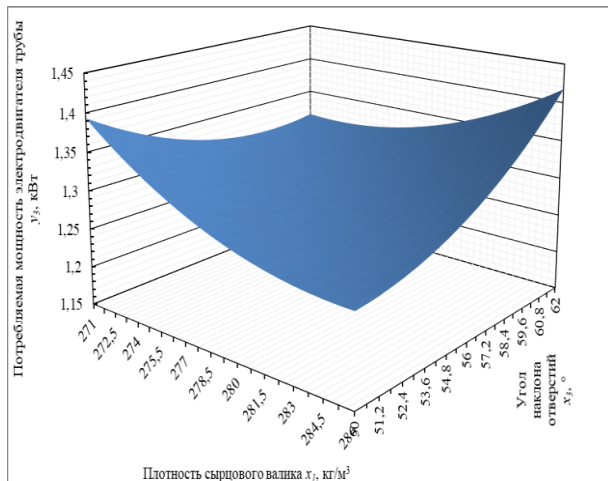


Рис. 16. Изменения потребляемой мощности электродвигателя в зависимости от плотности сырцового валика и угла наклона отверстий

показатели механически поврежденных семян и потребляемой мощности соответственно не превышают 1,2% и 1,44 кВт.

Усовершенствованная конструкция 90-пильного волокноотделителя (рис. 17) внедрена на предприятии Букинском хлопкоочистительном предприятии по системе ООО «АРК Во'ка» Букинского района Ташкентской области (справка №03/22-1009 Ассоциации «Хлопково-текстильные кластеры Узбекистана» от 11 декабря 2023 года). В результате внедрения усовершенствованного 90-пильного волокноотделителя производительность выросла на 7,5%, а потребление энергии сократилось на 8,02%.



Рис. 17. Пильный волокноотделитель 8DP – 90 с семяотводящим устройством

В результате вычислений было установлено, что максимальная производительность при ограничениях механической поврежденности семян $0 \leq y_2 \leq 2\%$ и потребляемой мощности электродвигателя трубы $0 \leq y_3 \leq 2$ кВт достигается при следующих значениях уровней факторов:

$$x_{1onm}=1 (286 \text{ кг/м}^3); \quad x_{2onm}=0 (350 \text{ об/мин}); \quad x_{3onm}=1 (62^\circ).$$

Экспериментальной проверкой было установлено, что при полученных оптимальных значениях факторов производительность семяотводящей трубы доходит до 332,15 кг/час, а

По результатам испытаний членами комиссии отмечено, что производительность усовершенствованного 90 пильного волокноотделителя на 0,78 кг/пилочас или на 7,5% выше, чем у серийный 8ДП-90, сумма пороков и примесей в волокне после волокноотделителя снижено на 0,2 (абс.) %, механические повреждения семян снижены на 0,1 (абс.) %, а расход электроэнергии снижен на 3,6 кВт (8,0 %). Это положительные стороны предлагаемого волокноотделителя.

Ожидаемый экономический эффект от внедрения пильного волокноотделителя с семяотводящим устройством на одном хлопкоочистительном предприятии составил 141,652 млн. сум в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ проектирования машин и агрегатов хлопкоочистительной промышленности показал необходимость расчетного обоснования их кинематических, динамических, энергетических и прочностных характеристик с учётом технологических нагрузок. Изучение машин в виде агрегатов позволило установить динамику пуска электродвигателя и крутильных колебаний перфорированной трубы пильного волокноотделителя с распределёнными параметрами, используя как сосредоточенные параметры (уравнения Лагранжа II рода), так и распределённые (уравнение Лапласа в цилиндрических координатах). Исследование машинного агрегата перфорированной трубы пильного волокноотделителя с сосредоточенными параметрами по характеристикам А.Е. Левина и М.М. Соколова показало, что критический движущий момент электродвигателя составляет 63.98 Н·м и 657.48 Н·м, переходный процесс длится 6 секунд, а максимальное угловое ускорение трубы достигает 107.1 рад/с² при $t=1.54$ и 204.35 рад/с² при $t=1.6$ с.

2. Учитывая, что асинхронный электродвигатель 4А112М8У3 мощностью 3 кВт и частотой вращения 735 об/мин с номинальным моментом 38.98 Н·м приводит к увеличению пускового момента по характеристикам А.Е. Левина в 1.64 раза (63.98/38.98) и по М.М. Соколова в 16.87 раза (657.48/38.98), результаты расчётов кручения перфорированной трубы с предложенными характеристиками А.Е. Левина и М.М. Соколова составляют соответственно 0.03° и 0.04°, а разница между значениями $0.03^\circ/0.04^\circ=0.75$ раза и пускового момента электродвигателя в $16,87/1,64\approx 10$ раза. Поэтому при расчетах динамики машинных агрегатов рекомендуется характеристика, предложенная А.Е.Левиним.

3. С использованием метода конечных элементов (МКЭ) в форме перемещений проведены расчеты силовых, прочностных параметров и критической скорости вращения перфорированной трубы и шнека. Построены эпюры изгибающих моментов, поперечных сил, поперечного перемещения и определены их экстремальные значения при длине соответственно $l_{тр}=1,8995$ м и $l_{шн}=1,9669$ м. Так, например, соответственно максимальные значения изгибающего момента – 6,28 Нм ($X_{тр}=0,8189$ м) и 3,35 Нм ($X_{шн}=0,998$ м), поперечной силы – 18,31 Н ($X_{тр}=0,03$ м) и 7,61 Н ($X_{шн}=0,044$ м), поперечное

перемещение – $y_{\max}=1,12 \cdot 10^{-4}$ м, ($X_{\max}=0,998$ м) и $y_{\max}=9,42 \cdot 10^{-6}$ м ($X_{\max}=0,855$ м). Установлено, что последнее соответственно в 2- и кратно меньше, чем допустимое (0,3 мм).

4. Расчетные значения касательного напряжения в опасном сечении перфорированной трубы $\tau_{\max}^{mp}=20,5 \cdot 10^5$ Н/м² $\ll [\tau]$ и угол поворота $\varphi_{\max}^{mp}=0,045^\circ < [\varphi]=1^\circ$, а для шнека $\tau_{\max}^{un}=5,33 \cdot 10^5$ Н/м² $\ll [\tau]$ и угол поворота $\varphi_{\max}^{un}=0,133^\circ < [\varphi]=1^\circ$. Установленные исходные данные и расчетные схемы перфорированной трубы и шнека позволили определить значения первой, второй и третьей критической скоростей перфорированной трубы составляют соответственно 8232.7, 29472.6 и 54655,8 3 рад/с, а для шнека 6162.8, 24765.5 и 56392.8 рад/с.

5. Для эффективности и компактности в приводе семяотводящего устройства предусмотрен планетарный редуктор реверсной схемы с числом зубьев солнечной шестерни $Z_1=12$, сателлита $Z_2=12$ и коренной шестерни $Z_3=36$ с модулем $m=3$ мм и количеством сателлитов равных $K=4$. Проведены проверочные расчеты зубьев солнечной шестерни и оси сателлита на изгиб, в которых выполнено условие прочности с запасом $\sigma_F=24.93$ МПа $\leq [\sigma_F]=465$ МПа – 18.5 раза и $\sigma_u=20.26$ МПа $\leq [\sigma_u]=60$ МПа – 2.96 раза. Кроме того, с учетом прочностных расчетов определены размерные значения узлов планетарного редуктора семяотводящего устройства.

6. Для исследования технологического процесса семяотвода из рабочей камеры были разработаны программа и методика экспериментальных исследований. В результате проведенных экспериментальных исследований по изучению производительности y_1 , механической поврежденности семян y_2 и потребляемой мощности y_3 трубы были построены уравнения регрессии (математические модели), зависящие от плотности сырцового валика x_1 , частоты вращения трубы x_2 и угла расположения отверстий на поверхности семяотводящей трубы x_3 .

7. Для нахождения оптимальных значений семяотводящей трубы был установлен алгоритм расчета. Выявлено, что максимальная производительность при ограничениях механической поврежденности семян $0 \leq y_2 \leq 2\%$ и потребляемой мощности электродвигателя трубы $0 \leq y_3 \leq 2$ кВт достигается при следующих значениях уровней факторов: $x_{1onm}=1$ (286 кг/м³); $x_{2onm}=0$ (350 об/мин); $x_{3onm}=1$ (62°). Производительность семяотводящей трубы достигает до 332,15 кг/час, а показатели механической поврежденности семян и потребляемой мощности соответственно не превышают 1,2% и 1,44 кВт.

8. В целом результаты проведенного экспериментального исследования по определению оптимальных показателей кинематических и энергетических параметров привода пильного волокноотделителя с семяотводящим устройством свидетельствуют разница между теоретической и экспериментальной составляет 0,2%.

9. Ожидаемый экономический эффект от внедрения пильного волокноотделителя с семяотводящим устройством на одном хлопкоочистительном предприятии составил 141,652 млн. сум в год.

**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING SCIENTIFIC DEGREES
DSc. 30/30.11.2021.T.141.01 AT SCIENTIFIC RESEARCH INSTITUTE
OF FIBROUS CROPS**

**INSTITUTE OF MECHANICS AND SEISMIC STABILITY OF
STRUCTURES NAMED AFTER M.T.URAZBAEV, UZBEKISTAN
ACADEMY OF SCIENCES**

ABDISALOMOV MIRZO SAIDOVICH

**JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF PERFORATION AND DRIVE
OF THE SEED PIPE.**

05.02.03 – Technological machines. Robots, mechatronics and robotics systems

**DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY
(PhD) ON TECHNICAL SCIENCES**

Tashkent – 2025

The theme of doctor of philosophy (PhD) of technical science dissertation was registered by at the Supreme Attestation Commission at the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan under number B2023.4.PhD/T2656.

The dissertation is carried out at Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan.

The abstract of the dissertation in three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) is placed on web-page of Scientific Council at the Scientific Research Institute of Fiber Crops address (www.paxtasanoatilm.uz) and information-educational portal Ziyonet at the address (www.ziyonet.uz).

Scientific adviser:

Mukhammadiev Davlat Mustafayevich
doctor of technical sciences, professor

Official opponents:

Rosulov Ruzimurad Xasanovich
doctor of technical sciences, professor

Rayimkulov Jakhongir Kulmurodovich
doctor of philosophy (PhD) on technical sciences

Leading organization:

Fergana polytechnic institute

The defense of the dissertation will take place on April 8, 2025, at 11⁰⁰ a.m. at the meeting of Scientific Council DSc.30/30.11.2021.T.141.01. at Scientific research institute of fibrous crops (Address: 111202, Tashkent province, Qibray district, Botanika, UzPITI Street, (CBSPARI), administrative building, small conference hall, tel.: (+99871) 207-04-03, (100), fax: (+99871) 256-04-21), e-mail: www.paxtasanoatilm.uz.

The dissertation can be found in the information-resource center of Scientific Research Institute of Fibrous Crops (registration number 40). Address: 111202, Tashkent province, Qibray district, Botanika, UzPITI Street, (CBSPARI). tel.: (+99871) 207-04-03. (100) , fax: (+99871) 256-04-21; e-mail: www.paxtasanoatilm.uz).

Abstract of the dissertation Distributed on "28" match day of 2025.
(Registration Minutes No. 40 of "28" match 2025).



T.M. Quliyev
Chairman of the scientific Council on
award scientific degrees,
doctor of the technical sciences, professor

M.R. Muminov
Scientific secretary of the Scientific
Council awarding scientific degrees,
PhD, senior researcher

R.Sh. Sulaymanov
Deputy chairman of the scientific seminar under
the scientific Council award scientific degrees,
doctor of technical sciences, professor

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The aim of the research work is justification of the parameters of the holes in the pipe for the removal of seeds and the motion transmission system of an improved saw fiber separator based on new resource-saving technologies that meet the requirements of the primary cotton processing technology.

The object of the research work is the seed-discharging device of a saw gin that processes cotton in the republic.

Scientific novelty of the research work is following:

determined was critical power consumption, angular acceleration, speed and torsion of the perforated pipe of a saw fiber separator based on distributed parameters using the characteristics recommended by A.E. Levin and M.M. Sokolov;

using the finite element method in the form of displacements (FEM), the strength parameters and critical rotation speeds of the perforated pipe and screw were calculated, diagrams of bending moments, transverse forces, transverse displacements were constructed and dangerous sections were determined;

it was established that equipping the perforated pipe motion transmission system with a planetary gearbox with a reversible scheme reduces the overall dimensions of the transmission system by 30%, the mass by 25% and the strength condition of the teeth is ensured by a contact reserve of 2.96 times;

based on the analysis of multifactor regression models, it was determined that with a raw material roller density of 286 kg/m^3 , a pipe rotation speed of 350 min^{-1} and an angle of holes on the pipe surface of 62° , the productivity of the seed-discharging pipe is 332.15 kg/hour , mechanical damage to seeds is 1.2% and power consumption is 1.44 kW;

improved saw-type fiber separator has been developed, which allows for increasing productivity and reducing energy costs in the process of separating fiber from seeds.

Implement of research results. Based on the research conducted to develop a resource-efficient gin with a perforated pipe and auger that meets the requirements of primary cotton processing technology: An improved design of a 90-saw gin was implemented at the Buka cotton ginning enterprise under the system of APK Bo'ka LLC in the Buka district of the Tashkent region (certificate No. 03 / 22-1009 of the Cotton and Textile Clusters of Uzbekistan Association dated December 11, 2023). As a result of the implementation of the improved 90-saw gin, productivity increased by 7.5%, and energy consumption decreased by 8.02%.

The structure and volume of the thesis. The thesis consists of an introduction, four chapters, conclusion, list of references and applications. The volume of the thesis is 128 pages.

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

I bo'lim (I часть; I part)

1. Мухаммадиев Д.М., Эргашев И.О., Абдисаломов М.С., Жамолова Л.Ю. Расчет критической угловой скорости перфорированной трубы и семяотводящего шнека. // Фарғона политехника институти илмий – техника журнали. Фарғона – 2024, №3. С.47-55. (05.00.00; №20).

2. Мухаммадиев Д.М., Эргашев И.О., Абдисаломов М.С., Жамолова Л.Ю. Исследование вращательное движение семяотводящей трубы с распределенными параметрами //Фарғона политехника институти илмий–техника журнали. Фарғона – 2024, №4. С.38-48. (05.00.00; №20).

3. Мухаммадиев Д.М., Эргашев И.О., Абдисаломов М.С., Жамолова Л.Ю. Расчет узлов семяотводящего устройства волокноотделительной машины на изгиб //Фарғона политехника институти илмий–техника журнали. Фарғона – 2024, №6. С.38-46. (05.00.00; №20).

4. Мухаммадиев Д.М., Абдисаломов М.С., Эргашев И.О., Примов Б.Х., Жамолова Л.Ю. Экспериментальное определение производительности семяотводящей трубы с диаметром 125 мм // Механика муаммолари. 2024, №2. С. 23-30. (05.00.00; №6).

5. Mukhammadiev D.M., Ergashev I.O., Zhamolova L.Y., Abdusalomov M.S. Strength calculation of planetary gear of the seed-removing pipe// The American Journal of Engineering and Technology, 2025, №7(03), P.225–229. <https://theamericanjournals.com/index.php/tajet/article/view/5975> (Cite Score: 1.9; IF=2.98).

6. Ergashev I.O., Primov B.X., Abdisalomov M.S. Study of the 125 mm diameter seed-removing tube performance // E3S Web of Conferences 390,06017 (2023). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202339006017> (scopus).

II bo'lim (II часть; II part)

7. Axmedov X.A., Abdisalomov M.S. Arrali ajratkichning tozalash seksiyasida harakatlanayotgan chigitni tadqiq qilish // Fizika, Matematika va mexanikaning dolzarb muammolari xalqaro ilmiy-amaliy anjuman to'plami. Vuxoro 07.05.2023-y, 5-7 b.

8. Мухаммадиев Д.М., Эргашев И.О., Абдисаломов М.С., Жамолова Л.Ю. Исследование потребляемой мощности электродвигателя семяотводящей трубы // Сборник материалов международной конференции: “Механика, сейсмостойкость, машиностроение“ Ташкент, 27-29 мая 2024 года III – ТОМ, с. 409-415

9. Абдисаломов М.С., Примов Б.Х., Жумаев.Н.К. Экспериментальное определение производительности семяотводящей трубы. // Модели инновационных решений повышения конкурентоспособности отечественной

науки. Сборник статей Всероссийской научно-практической конференции с международным участием 13 октября 2023 г. 29-32 бетлар.

10. Muxammadiev D.M., Abdisalomov M.S., Abzoirov O.X. Po‘lat materialidan tayyorlangan arralararo qistirmasi va temir klasterining o‘zaro ta’sirini atom/molekular jihatdan tahlil qilish. // Uchinchi renessans yosh olimlari: zamonaviy vazifalar, innovatsiya va istiqbol» xalqaro ilmiy-amaliy anjuman to‘plami. Tashkent-2024, № 1. 88-90 b.

11. Muxammadiev D.M., Abdisalomov M.S., Abzoirov O.X. Chigit chiqaruvchi quvurining analitik tahlili // “Ta’lim, fan va ishlab chiqarish integratsiyasi va yechimlar” mavzusidagi Xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to‘plami. Namangan 2024-yil 16-17-ortabr, 74-75 b.

12. Muxammadiev D.M., Abdisalomov M.S., Abzoirov O.X. Jinlash jarayonida qo‘shimcha chigit chiqaruvchi quvurining ish unumdorligini tajriba yo‘li bilan aniqlash // “Ta’lim, fan va ishlab chiqarish integratsiyasi va yechimlar” mavzusidagi Xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to‘plami. Namangan 2024-yil 16-17-ortabr, 76-78 b.

13. Muxammadiyev D.M., Abzoirov O.X., Abdisalomov M.S. Chigit chiqaruvchi teshikli quvur va shnekni aylanish xarakteristikalarini hisoblash. “Zamonaviy dunyoda ilm-fan va texnologiya” nomli № 2-sonli ilmiy, masofaviy, onlayn konferensiyasi materiallari to‘plami. in-academy.uz 2025-yil 31-yanvar, 93-97 betlar.

14. Muxammadiyev D.M., Abzoirov O.X., Abdisalomov M.S. Qo‘shimcha chigit chiqaruvchi teshikli quvur va shnekning kritik aylanish tezligi va tebranish formasini hisoblash. “Ilm-fan va innovatsiya” nomli № 2-sonli ilmiy, masofaviy, onlayn konferensiyasi materiallari to‘plami. in-academy.uz 2025-yil 31-yanvar, 136-139 betlar.

Avtoreferat Tolali ekinlar ilmiy-tadqiqot instituti ilmiy texnikaviy jurnali
tahririyatida tahrirdan o'tkazildi va o'zbek, rus, ingliz tillaridagi matnlari mosligi
tekshirildi (25.03.2025 y.)

Bosishga ruxsat etildi: 25.03.2025 yil.
Bichimi 60x45 ¹/₈, "Times New Roman"
garniturada, raqamli bosma usulida bosildi.
Shartli bosma tabog'i 3,25. Adadi: 100. Buyurtma №29.
TTYSI bosmaxonasida chop etildi.
Toshkent shahri, Yakkasaroy tumani, Shohjahon ko'chasi, 5-uy.