

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI  
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI  
PhD.03/29.10.2021.T.101.03 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

---

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI**

**BOZOROVA FARIDA MAXMUDJONOVNA**

**TIKUV MASHINASI TEPKI UZELI KONSTRUKSIYASINI  
TAKOMILLASHTIRISH VA PARAMETRLARINI HISOBLASH**

**05.02.03- Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari**

**Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (Doctor of Philosophy) dissertatsiyasi  
AVTOREFERATI**

**Buxoro – 2025**

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

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

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

**Bozorova Farida Mahmudjonovna**

Tikuv mashinasi tepki uzeli konstruksiyasini takomillashtirish va  
parametrlarini hisoblash..... 3

**Бозорова Фарида Махмуджоновна**

Совершенствование конструкции и метода расчета узла лапки швейной  
машины..... 23

**Bozorova Farida Mahmudjonovna**

Improving the design and method of calculating the foot assembly of a  
sewing machine..... 45

**E'lon qilinganlar ro'uxati**

Список опубликованных работ

List of published works..... 49

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI  
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI  
PhD.03/29.10.2021.T.101.03 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

---

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA INSTITUTI**

**BOZOROVA FARIDA MAXMUDJONOVNA**

**TIKUV MASHINASI TEPKI UZELI KONSTRUKSIYASINI  
TAKOMILLASHTIRISH VA PARAMETRLARINI HISOBLASH**

**05.02.03- Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va robototexnika tizimlari**

**Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (Doctor of Philosophy) dissertatsiyasi  
AVTOREFERATI**

**Buxoro – 2025**

**Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2024.1.PhD/T4439 raqam bilan ro'yxatga olingan.**

Dissertatsiya Buxoro muhandislik-texnologiya institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek,rus,ingliz (rezyume)) Institut veb-saytida ([www.bmti.uz](http://www.bmti.uz)) va «Ziyonet» Axborot-ta'lim portalida ([www.ziyonet.uz](http://www.ziyonet.uz)) joylashtirilgan.

**Ilmiy rahbar:**

**Djurayev Anvar Djurayevich**  
texnika fanlari doktori, professor

**Rasmiy opponentlar:**

**Baxodirov G`ayrat Ataxanovich**  
texnika fanlari doktori, professor

**Mirzaumidov Asilbek Shuxratjonovich**  
texnika fanlari doktori, dotsent

**Yetakchi tashkilot:**

**Tolali ekinlar ilmiy-tadqiqot instituti**

Dissertatsiya himoyasi Buxoro muhandislik-texnologiya instituti huzuridagi ilmiy daraja beruvchi PhD.03/29.10.2021.T.101.03 raqamli Ilmiy kengash asosida bir martalik ilmiy kangashning 2025 yil «17» 01 soat 10<sup>00</sup> daqi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 200117, Buxoro shahri, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15-uy. Tel.: (+998-65) 223-78-84, faks: (+998-65) 223-78-84, E-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

Dissertatsiya bilan Buxoro muhandislik-texnologiya instituti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№\_\_ raqami bilan ro'yxatga olingan. Manzil: 200100, Buxoro, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15-uy. Tel: (+998-65) 223-78-84, faks: (+998-65) 223-78-84, E-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

Dissertatsiya avtoreferati 2025 yil «\_\_» \_\_\_\_\_ kuni tarqatildi.

(2025yil «\_\_» \_\_\_\_\_ daqi №\_\_ raqamli reestr bayonnomasi).

**X.Q. Raxmonov**

Ilmiy darajalar beruvchi Ilmiy kengash raisi, texnika fanlari doktori, professor

**R.X.Nurboyev**

Ilmiy darajalar beruvchi Ilmiy kengash kotibi, texnika fanlari nomzodi, professor

**S.S. Musayev**

Ilmiy darajalar beruvchi Ilmiy kengash huzuridagi ilmiy seminar raisi, texnika fanlari nomzodi, professor

## KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

**Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati.** Jahonda iste'molchi ehtiyojlarining ortib borishi mahsulot ishlab chiqaruvchilarga assortiment miqdori va turlarini qo'llash yetakchi o'rinlardan birini egallamoqda. Dunyo miqyosida sanoatning rivojlanish nuqtai nazaridan yengil sanoat yetakchi tarmoqlardan biri hisoblanadi va ishlab chiqarish mahsulotining 5,7 % ni tashkil etadi. To'qimachilik va yengil sanoat bozorida 2020 yilga nisbatan mahsulot ishlab chiqarish hajmi 2025 yilgacha 26,2% ortib, o'rtacha yillik o'sish sur'ati esa 6,2% ni amaliyotga joriy etishni taqozo etadi. Shu jihatdan tikuvchilik sanoatida turli assortimentdagi zamonaviy kiyimlarni ishlab chiqarish muhim o'rin tutib, Italiya, Fransiya, AQSH, Yaponiya, Xitoy, Turkiya, Rossiya kabi davlatlarda yetakchilik qilmoqda. Bunda tikuvchilik mahsulotlarining yangi assortimentdagi turlarini yaratish, sifatini oshirish, ilmiy jihatdan asoslangan holda xom ashyo sarfini kamaytirish, ishlab chiqarishga keng joriy qilishda foydalanish muhim ahamiyatga ega hisoblanadi<sup>1</sup>.

Jahonda sifatli tikuv buyumlarini tayyorlash uchun yangi avlod tikuv mashinalari konstruksiyalarini yaratish, takomillashtirish, ishchi organlarini, jumladan tikish sifatini ta'minlaydigan tarkibli amortizatorli moslashuvchan tepki uzeli samarali konstruksiyasini yaratishga yo'naltirilgan ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Bu borada, jumladan, mahsulot sifatini oshirish, yangi texnika va texnologiyasini takomillashtirish, ishlab chiqarish samaradorligini oshirish, tikuv mashinalari ishchi organlari parametrlarini asoslashga qaratilgan tadqiqotlar ustuvor yo'nalishlardan hisoblanmoqda. Shu bilan birga, chuqur nazariy va tajribaviy tadqiqotlar asosida tebranma harakat qonuniyatini aniqlash, parametrlarini asoslash hamda ishlab chiqarishda alohida e'tibor berilmoqda.

Respublikamizda ishlab chiqariladigan mahsulotlarning raqobatbardoshligini oshirish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda. 2022-2026 yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan, "...milliy iqtisodiyot barqarorligini ta'minlash va yalpi ichki mahsulotda sanoat mahsulotlarini ishlab chiqarish hajmini 1,4 baravarga oshirish maqsad qililib, bunda to'qimachilik va yengil sanoati mahsulotlari ishlab chiqarish hajmini 2 baravarga ko'paytirish"<sup>2</sup> bo'yicha muhim vazifalari belgilab berilgan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda, jumladan, tikuv jihozlarini konstruksiyalarini yanada takomillashtirish asosida sifatli tikuv buyumlarini olish soha uchun muhim ahamiyat kasb etadi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019 yil 16 sentyabrdagi PQ-4453-son "Yengil sanoatni yanada rivojlantirish va tayyor mahsulotlar ishlab chiqarishni rag'batlantirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi, 2019 yil 28 maydagi PQ-4341-son "Respublika hududlarida tikuv-trikotaj mahsulotlari ishlab chiqarishni tashkil etish va aholi bandligini ta'minlash chora-tadbirlari to'g'risida"gi, 2019 yil 12 fevraldagi PQ-4186-son "To'qimachilik va tikuv-trikotaj sanoatini isloh qilishni yanada chuqurlashtirish va uning eksport salohiyatini kengaytirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi Qarorlari, 2022 yil 28

<sup>1</sup> O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019-yil 16-sentyabrdagi PQ-4453-son qaroriga 1-ILOVA.

<sup>2</sup> O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son "2022-2026 yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi" to'g'risida Farmoni

yanvardagi PF-60-son “2022-2026 yillarga mo‘ljallangan yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to‘g‘risida”gi Farmoni, hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me‘yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

**Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining asosiy ustivor yo‘nalishlariga bog‘liqligi.** Mazkur tadqiqot respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. «Energetika, energiya va resurstejamkorlik» ustivor yo‘nalishiga muvofiq bajarilgan.

**Muammoni o‘rganilganlik darajasi.** Hozirgi vaqtga qadar tikuvchilik ishlab chiqarish texnika va texnologiyasini takomillashtirish, yuqori tezlikda tikilayotgan matolarni va iplarni tanlash, ishlab chiqarishni avtomatlashtirish bo‘yicha yetarli darajada olimlardan M.M.Pruslin, S.Strikep, R.Sugimoto, V.N.Gorbaruk, G.A.Gaynulin, A.I.Komissarov, V.P.Sherbakov, V.L.Poluxin, V.V.Isayev, L.V.Kalnitsskiy, V.V.Rachok, L.Reybarx, O.Suzuki, I.V.Cherunova, V.V.Storojev, A.V.Markovets, R.O.Jilisbayeva, A.R.Fayzulov, YE.V.Polyakova, D.S.Mansuri va boshqalar tadqiqotlar olib borgan.

Mamlakatimiz olimlari A.Djurayev, X.X.Kamilova, S.SH.Tashpulatov, Z.SH.Tadjibayev, X.Alimova, M.A.Mansurova, F.U.Nigmatova, D.O‘.Aripjanova, M.Rasulova, N.Nabijonova, I.M.Raxmonov, S.U.Po‘latova, U.Mo‘minova, S.Muxammedjanova, G.Tursunova, SH.X.Bexbudov, A.R.Amonov, I.R.Mavlonovalar va boshqalar tomonidan tikuv buyumlari dizayni, tikuvchilik sohasini rivojlantirish bo‘yicha mahalliy gazlamalardan keng assortimentdagi sifatli buyumlarni tayyorlash bo‘yicha kompleks texnologiyalar ishlab chiqilgan, tikuv buyumlarini loyihalashda avtomatlashtirish masalalari yoritib berilgan, tikuv mashinalari va qurilmalarini takomillashtirish masalalari ko‘rsatib berilgan.

Lekin tikuv ishlab chiqarishi texnika va texnologiyasi bo‘yicha juda ko‘p sonli ishlar mavjud bo‘lsa ham, to‘g‘ri va siniq choklarni sifatini, tikilgan choklar g‘ijimlanmaydigan, qo‘sh choklar hosil bo‘lganida gazlama tikuv mashinasi tepki uzeli va tishli reyka orasida qisilib qolmaydigan, yuqori tezlikda tikishda choklarning iplari uzilmasligini ta‘minlaydigan, tepking tikiladigan gazlamaga va tishli reyka bir tekisdagi bosimini ta‘minlaydigan, tepki uzeli bo‘lgan modernizatsiya qilingan tikuv mashinalarini yaratish, parametrlarini asoslash masalalari bo‘yicha tadqiqotlar yetarli darajada o‘rganilmagan.

Ushbu kamchiliklarni bartaraf etish uchun tarkibli, rezinali amortizatorli sifatli bahyaqatorlarni ta‘minlaydigan tepki uzeli modernizatsiya qilingan tikuv mashinasini ishlab chiqish, parametrini asoslash hamda ishlab chiqarishga qo‘llash soha uchun muhim hisoblanadi.

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

Dissertatsiya tadqiqoti Buxoro muhandislik – texnologiya instituti va Toshkent to‘qimachilik va yengil sanoat instituti ilmiy tadqiqot ishlari rejasining №OT-F2-61 “To‘qimachilik va yengil sanoati asosiy texnologik mashinalarning tarkibli kinematik juftli va qayishqoq elementli yangi richagli mexanizmlarni hisoblashning ilmiy asoslarini yaratish” (2017-2020 yy.), mavzularidagi loyihalar hamda “Yengil sanoat texnologiya” kafedrasida ilmiy tadqiqot ishlari rejalari doirasida bajarilgan.

**Tadqiqotning maqsadi.** Tikuv mashinasining tarkibli, rezinali amortizatorli

tepki uzeli konstruksiyasini ishlab chiqish, nazariy va tajribaviy kompleks tadqiqotlar asosida parametrlarini asoslash, sifatli bahyaqatorlar olishni ta'minlashdan iborat.

**Tadqiqotning vazifalari:**

tikuv mashinasining tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzelini samarali konstruktiv sxemasini ishlab chiqish va tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepkning rezina bikrligini hamda tepki plastinasi bilan tikilayotgan gazlamalar orasidagi ishqalanish kuchini analitik usulda aniqlash;

tikuv mashinalaridagi tarkibli tepki konstruksiyasi rezinali amortizatori va sterjenli qismidagi prujina bikrligini o'zgarish qonuniyatlarini tepki parametrlariga bog'liqliqligini aniqlash, qiymatlarini asoslash;

eletrozometrik usulni qo'llab tepki sterjenli uzeli va plastinasi tebranish qonuniyatlarini parametrlari o'zgarishiga bog'liq ravishda aniqlash;

to'liq omilli tajribalar natijasida modernizasiya qilingan tikuv mashinasi parametrlarini optimal qiymatlarini aniqlash. Tikuv mashinasi tajriba nusxasini ishlab chiqarishda qiyosiy sinovlarini amalga oshirish.

**Tadqiqotning obyekt**i tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzelini samarali konstruksiyali modernizasiya qilingan tikuv mashinasi.

**Tadqiqotning predmet**i tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzeli tavsiya etilgan konstruksiyasi ishlash prinsipi, tikiladigan gazlamaga va tishli reykaga bir tekisdagi bosimini ta'minlash bo'yicha hisoblar tepkini tebranish qonuniyatlari, prujina va rezina bikrliklarini aniqlash formulalari va bog'lanish grafiklari, tavsiya parametrlari, bahyaqatorlarni sifat ko'rsatgichlari tashkil etadi.

**Tadqiqotning usullari.** Tadqiqot jarayonida nazariy mexanika, oliy matematika, mashinalar mexanikasi, materiallar qarshiligi, tikuv texnologiyasi va jihozlarini hisoblash usullaridan foydalanilgan.

**Tadqiqotning ilmiy yangiligi** quyidagilardan iborat:

tavsiya etilgan tikuv mashinasi tarkibli tepki uzeli rezinali amortizatori bikrligini va tepki bilan tikilyotgan gazlamalar orasidagi ishqalanish kuchini aniqlash formulalari olingan hamda, tikilayotgan materiallar, qisuvchi prujina va rezina amartizator bikrliklarini ortishi hamda tepki umumiy massasini ko'payishi plastina bilan gazlamalar orasidagi ishqalanish kuchini kamayish qonuniyati aniqlangan.

tepki uzeli sterjenli qismi va tarkibli tepki pastki plastinasini ikki massali sistemasini tebranish qonunlarini ifodalovchi matematik model olingan, sonli yechimi ostida tebranishlarni parametrlarga bog'liqlik xarakteristkalarini aniqlangan, plastinani kichik amplyutudada tebranishini ta'minlaydigan parametrlari tavsiya etilgan.

tikilayotgan gazlamalar qalinligi ortishi uning sterjenli uzeli va plastinali tebranish qamrovlarini noxiziqli ortib borish qonuniyati aniqlangan, tepki plastinkasini tebranish qamrovini  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta'minlagani uchun tikilayotgan gazlamalar umumiy qalinliklarini  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  m bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

Tepki uzeli sterjenli qismi va plastina massalarining tebranish qamrovlarini prujina va rezinali amortizator bikrlik koeffisientlariga bog'liq ravishda o'zgarish qonuniyatlari olingan, plastina tebranish qamrovini samarali kamayishini ta'minlaydigan rezinali amortizator bikrlik koeffisientini  $c_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  N/m

va  $c_2 \geq (2,8 \div 4,0) \cdot 10^4$  N/m asosida taxlash maqsadga muvofiqdir. Bunda sterjen prujinasi tebranish qamrovi etarli darajada kamayishi ta'minlaydigan tavsiya qiymatlari aniqlangan

**Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:**

tikuv mashinasida tikilayotgan gazlamalarni bir tekisda surishni ta'minlaydigan tarkibli, rezina amortizatorli samarali tepki uzeli tavsiya etilgan;

turli tavsifli va qalinlikdagi gazlamalarni tikishda sifatli bahyaqatorlarni olish, ip uzilishi, igna sinishi, g`ijimlanishlarni bartaraf etadigan tepki uzeli parametrlarning maqbul qiymatlari aniqlangan, ishlab chiqarishda qo'llashga tavsiya etilgan.

**Tadqiqot natijalarining ishonchliligi.** Tadqiqot natijalarining ishonchliligi ularning mavjud va amal qilayotgan fundamental nazariyaga mantiqan muvofiq kelishi, hisoblashlarda standartlashtirilgan usul va vositalardan foydalanilganligi, nazariy va tajribaviy izlanishlar natijalarini o`zaro mosligi, tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzeli bo`lgan modernizasiya qilingan tikuv mashinasini ishlab chiqarish sinovlarining ijobiy natijalari bilan izohlanadi.

**Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati.** Tadqiqot natijalarini ilmiy ahamiyati tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzeli tebranish qonuniyatlari aniqlanganligi, olingan matematik modellarni yechimlari natijalari, qurilgan bog`lanish grafiklari tahlili asosida parametrlarini tavsiya qiymatlari aniqlanganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarini amaliy ahamiyati tikuv mashinasi gazlamani surish tizimida yangi tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzeli qator korxonalarda qo'llash natijasida turli xarakteristikali va qalinlikdagi gazlamalarni yuqori ish unumida tikishda sifatli bahyaqatorlarni hosil qilinganligi, ip uzilishi, igna sinishi va bahyalarni o`tkazib yuborilishi, gazlamalarni g`ijimlanishi bartaraf etilganligi ish unumini oshganligi bilan izohlanadi.

**Tadqiqot natijalarning joriy qilinishi.**

Tikuv mashinasining tarkibli, rezina amortizatorli tepki uzeli konstruksiyasini ishlab chiqish bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari asosida: yuqori sifatli bahyaqatorlarni olish uchun tepki uzelinin yangi konstruksiyasi "Shofirkon Ekvatorial Teks" MChj, "G`ayrat chodak" MChj xususiy korxonasida hamda "Parvozteks" MChj korxonalarida ishlab chiqarishga joriy etilgan. ("O`zto`qimachilik sanoat" uyushmasining 2023 yil 31 may № 03/25-1240-sonli ma`lumotnomasi). Natijada, tikuv mashinasining ish unumdorligini 1,5-2 baravar oshirish imkoniyati yaratildi, bahya choklarning mustahkamligi oshirildi, ipning uzilishi soatiga 6÷7 marta kamaygan, igna sinishi kuzatilmadi, choklarning ochilib ketishi, gazlamaning g`ijimlanishi hamda iplarning uzilishi deyarli bo`lmasligiga erishilgan.

**Tadqiqot natijalarining aprobasiyasi.** Tadqiqot natijalari 11 ta ilmiy konferensiyalarda, shu jumladan 4 ta halqaro va 7 ta respublika miqiyosidagi ilmiy anjumanlarda muhokamadan o`tgan.

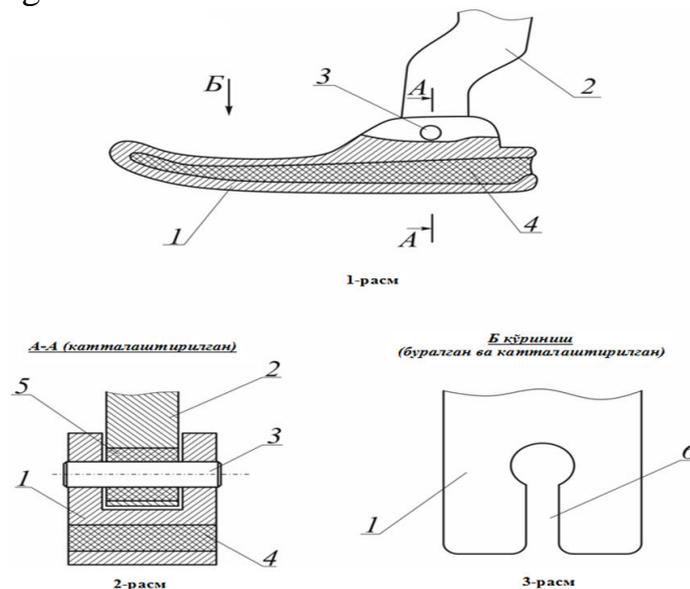
**Tadqiqot natijalarining e`lon qilinganligi.** Dissertatsiya bo'yicha 18 ta ilmiy ish e`lon qilingan, shu jumladan, O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasi tomonidan nashrga tavsiya etilgan ilmiy jurnallarda 7 ta ilmiy maqola, jumladan, 2 tasi xorijiy jurnallarda chop etilgan va O'zbekiston Respublikasi Intelektual mulk agentligi tomonidan ixtiroga patenti № IAP 01880 olingan

**Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi.** Dissertatsiya ishi kirish, to`rtta bo`lim, umumiy xulosa va tavsiyalar, foydalanilgan adabiyotlar ro`yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiya hajmi 117 sahifani tashkil etadi.

## DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

**Kirish** qismida o`tqazilgan tadqiqotlarning dolzarbligi va zarurati asoslangan, maqsadi va vazifalari, obyekti va predmetlari tavsiflangan, respublika fan va texnikasini rivojlanishining ustivor yo`nalishlariga mosligi ko`rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, olingan natijalarning ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, amaliyotga joriy qilish, natijalari nashr etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo`yicha ma`lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Tikuv mashinasi tepki uzeli konstruksiyasini takomillashtirish va parametrlarini hisoblash”** deb nomlangan birinchi bobida tikuv mashinalari ishchi organlarini tikish texnologiyasini takomillashtirish bo`yicha xorijiy va respublika olimlarining tadqiqotlari, tepki uzeli konstruktiv xususiyatlari, yutuq va kamchiliklari ko`rsatib berilgan. Mavjud konstruksiyamiz tahlili asosida tarkibli, rezinali amortizatorli samarali tepki uzeli konstruktiv sxemasi ishlab chiqilgan, uning tuzilishi va ishlash prinsipi keltirilgan. Tikuv mashinasining tavsiya etilgan tarkibli amortizatorli tepkining konstruktiv sxemasi 1-rasmda keltirilgan.



**1-rasm. Tavsiya etilgan tarkibli amortizatorli tepki konstruksiya sxemasi**

Qisuvchi tepki plastinkasimon po`latdan tayyorlangan taglik 1 dan iborat va u kovak qismini hosil qilgan bo`lib, unda rezinali yostiqcha 4 joylashtirilgan. Kovak qismi va rezinali yostiqchanning qalinligi taglik 1 ning uchki qismidan tovon qismi tomoniga ortib boradigan qilib tayyorlangan. Taglik 1 tutqich 2 ga sharnirli biriktirilgan. Bunda sharnirda barmoq 3 va tutqich 2 orasida rezinali vtulka 5 mavjud. Taglik 1 ignaning o`tishi uchun tirqish 6 li qilib tayyorlangan

Konstruksiya quyidagi tartibda ishlaydi. Gazlamalarni tikish jarayonida qisuvchi tepki ishchi holatda bo`ladi va uning tagligi 1 tikiladigan gazlamalarni

tishli reyka bosadi (rasmda ko'rsatilmagan). Bunda igna tepki tagligi  $l$  ning tirqishi orqali o'tadi, bahya hosil bo'lish jarayoni sodir bo'ladi, tishli reyka pastki holatda bo'ladi. Gazlamani surish tartibotida tishli reyka ko'tariladi va gazlama tepkining tagligi  $l$  yordamida qisiladi, tishli reyka gazlamani bir qadamga siljitadi, tepki yostiqchasi  $4$  va tishli reyka orasidagi ishqalanishning kichikligi tufayli tikiladigan gazlamalar uning ishchi sirti bo'ylab sirpanadi. Bunda tikiladigan gazlamalarning qalinligi va zichligidan bog'liq ravishda plastinkasimon taglik  $l$  va rezinali yostiqcha  $4$  ning, shuningdek rezinali vtulka  $5$  va sterjenning silindrik prujinasi (rasmda ko'rsatilmagan) deformatsiyalari hisobidan taglik  $l$  tikiladigan gazlamalarni butun tutashish maydoni bo'ylab zaruriy kuch bilan tishli reyka qisadi. Bu paytda taglik va gazlamalar orasidagi, shuningdek gazlamalar va tishli reyka orasidagi ishqalanish kuchi yetarli bo'ladi.

Tikiladigan gazlamalarning qalinligi va zichligi amortizatsiya (yostiqcha  $4$  qalinligining o'zgaruvchanligi hisobidan rezinali yostiqcha  $4$  ning vertikal hamda burchak yo'nalishlardagi deformatsiyasi) hisobidan bahyaqatorda bahyalarning bir tekisda hosil bo'lishiga ta'sir qilmaydi. Barmoq  $3$  va tutqich  $2$  da o'rnatilgan rezinali vtulka  $5$  tepki tagligi  $l$  ning tushishi va ko'tarilishida uning zarbali yuklamalarini amortizatsiyalaydi. Bu gazlamalarda g'ijimlanishlar paydo bo'lishini bartaraf qiladi.

Qisuvchi tepkining taklif etilgan konstruksiyasi amalda tikiladigan gazlamalarning qalinligi va zichligi o'zgarishiga o'zidan (avtomatik ravishda) sozlanadigan hisoblanadi va bosimning bir tekisligini, shu bilan birga uning ishonchli ishlashini ta'minlaydi.

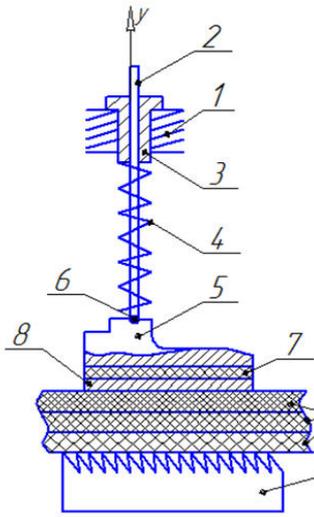
Ta'kiqlash lozimki, tavsiya etilgan tarkibli, amortizatorli tepki konstruksiyasida ishlash samarasini oshirish maqsadida tepki tagligi alohida plastina  $6$  dan iborat bo'lib, tepki tagligi  $3$  ga rezinali amortizator  $5$  orqali biriktirilgan. Taglik  $3$  tepki ushlagich  $1$  ga qo'shimcha  $4$  prujina orqali bog'langan.

Dissertatsiyaning **“Tikuv mashinasi tepki uzeli konstruksiyasini takomillashtirish va parametrlarini hisoblash”** deb nomlangan ikkinchi bobida tepkini maksimal bosim kuchini aniqlash nazariya asoslari, tarkibli tepki amortizatorining bikrligini va tikilayotgan gazlama bilan ishqalanish kuchini aniqlash ifodalari, sonli yechimlari, hamda tepki uzeli sterjenli qismi va pastki plastinasi tebranish qonuniyatlarinazariy tadqiqotlar asosida keltirilgan.

Tepkini tikilayotgan gazlamalarga maksimal bosim kuchi tikiladigan gazlamalar xususiyatlari, ya'ni bikrliklari hamda umumiy qalinliklariga bog'liq bo'ladi. Ikki qavatli turli xususiyatli gazlamalarni tikilganda, jumladan jinsi va kostyumbop gazlamalar tikilganda maksimal bosim kuchi qiymati ( $45 \div 52$ ) n oralig'ida bo'lishi aniqlangan. Bunda tartibli amortizatorli tepki ishlatilganda maksimal bosim keskin kamayadi.

Tavsiya etilgan tepki konstruksiyasi qo'llanilganda tepki pastki qismi sirti bilan tikilayotgan gazlama orasidagi ishqalanish kuchini aniqlash muhim hisoblanadi va amortizator bikrligi ishqalanish kuchiga to'g'ridan to'g'ri tasir qiladi. Shuning uchun tarkibli tepki rezinali amortizatorining bikrligini aniqlash lozim bo'ladi (2-rasm). Tavsiya etilgan tepki konstruksiyasini ishchi holatidagi sxemasi keltirilgan.

$$G_{sm} + G_{pr} + G_{m\delta} + G_p + G_{mn} = F_{np} + F_p + F_{m1} + F_{m2} + F_{m3} \quad (1)$$



- 1-mashina korpusi; 2-sterjen; 3-yo‘naltiruvchi vtulka; 4-suruvchi prujina;  
5-tepki ustki qism; 6-tepki sterjeni; 7-tepki rezinali amortizatori;  
8-tepki pastki qism (plastinasi); 9-tikilayotgan gazlamalar;  
10-transportirovka qiluvchi reyka

**2-rasm. Tavsiya etilgan tepki konstruksiyasini ishchi holatidagi sxemasi**

Ta’kidlash lozimki, tikilayotgan gazlamalar o‘zaro ta’sirida deformatsiyalanishi ularning bikrlik koyeffitsiyentlariga bog‘liq bo‘ladi. Ularni umumiy keltirilgan bikrlik koyeffitsiyenti, uch qavatli

gazlamalarda:

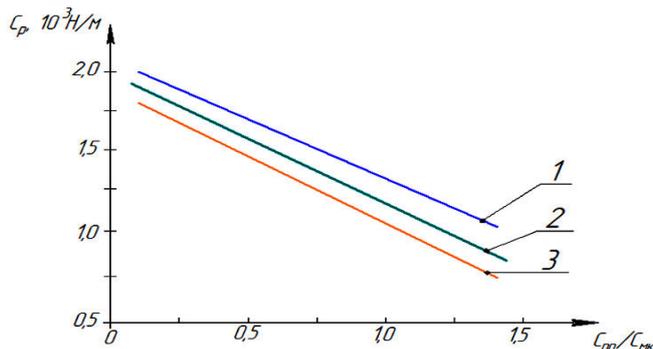
$$C_{mK} = \frac{C_{M1}C_{M2}C_{M3}}{C_{mK}C_{m3}+C_{m1}C_{m3}+C_{m1}C_{m2}} \quad (2)$$

$$S_r = \left[ (m_{mt} + m_{pr} + m_{td} + m_{tp} + m_r)g - S_{pr}\Delta y_{pr} - \frac{S_{m1} \cdot S_{m2} \cdot S_{m3} \Delta y_{pr}}{S_{m2} \cdot S_{m3} + S_{m1} \cdot S_{m3} + S_{m1} \cdot S_{m2}} \right] \quad (3)$$

bu yerda  $m_{st}$ ,  $m_{pr}$ ,  $m_{td}$ ,  $m_r$ ,  $m_{tp}$  – mos ravishda tepki mexanizmi sterjeni, prujinasi, tepki uzeli ustki va pastki qismlari hamda rezinali amortizator massalari;  $g$  – erkin tushish tezlanishi;  $c_{pr}$ ,  $c_r$ ,  $c_{m1}$ ,  $c_{m2}$ ,  $c_{m3}$  – prujina, amortizator va uch qavatli tikilayotgan gazlamalar bikrlik koyeffitsiyentlari;  $\Delta y_{pr}$ ,  $\Delta y_r$ ,  $\Delta y_{m1}$ ,  $\Delta y_{m2}$ ,  $\Delta y_{m3}$  – qayishqoq elementlarning deformatsiya qiymatlari.

Masalani sonli natijalari parametrlarning qiymatlarini tarkibli tepki rezinali amortizatori bikrligiga bog‘liqlik grafiklari holatida olingan. 3-rasmda tarkibli tepki uzeli rezinali amortizatori bikrlik koyeffitsiyentini qisuvchi prujina va tikilayotgan gazlamalar bikrlik koyeffitsiyentlari nisbatiga, umumiy massa qiymatiga bog‘liqlik grafiklari keltirilgan. Grafiklar (3-rasm) tahlilidan shuni qayd etish kerakki, umumiy massa  $5,0 \cdot 10^{-1}$  kg bo‘lganida va suruvchi prujina va tikilayotgan gazlamalar umumiy bikrlik koyeffitsiyentlarini o‘zaro nisbati 0,5 dan 1,5 gacha ko‘payganida rezinali amortizator bikrlik koyeffitsiyenti  $1,8 \cdot 10^3$  N/m dan  $0,76 \cdot 10^3$  N/m gacha chiziqli bog‘lanishda pasayib boradi. Buning asosiy sababi siquvchi prujina bikrligi qancha yuqori bo‘lsa va gazlamalar yumshoq tavsifli bo‘lsa, rezina bikrligi koyeffitsiyentini shunchaga kamaytiradi. Mos ravishda tepki mexanizmi umumiy massasi ortishi bilan amortizator bikrligini ko‘paytirish lozim bo‘ladi.

$$1 - m_{ym} = 8,6 \cdot 10^{-1} \text{ kg}; 2 - m_{ym} = 6,8 \cdot 10^{-1} \text{ kg}; 3 - m_{ym} = 5,0 \cdot 10^{-1} \text{ kg};$$



**3-rasm. Tarkibli tepki uzeli rezinali amortizatori bikrlik koyeffitsiyentini qisuvchi prujina va tikilayotgan gazlamalar bikrlik koyeffitsiyentlari nisbatiga, umumiy massa qiymatiga bog‘liqlik grafiklari**

Shuning uchun  $\Delta y_r$  qiymatlarini  $1,0 \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta’minlash

maqsadida

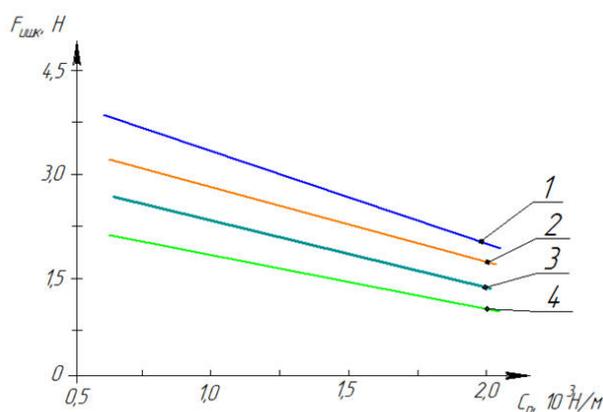
$c_{pr} = (1,8 \div 2,0) \cdot 10^3$  N/m,  $c_{mk} = (2,2 \div 2,6) \cdot 10^3$  N/m,  $m_{um} = (7,5 \div 8,0) \cdot 10^{-1}$  kg oraliq'ida bo'lishi tavsiya etiladi

Ma'lumki, tepki bilan tikilayotgan gazlama o'rtasidagi ishqalanish kuchi asosan gazlamalarni bosim kuchiga bog'liq bo'ladi. Demak, bosim kuchini hisoblashda, tepki mexanizmi sterjeni, qisuvchi prujinasi, tarkibli tepki og'irliklari hamda prujina va rezinali amortizator bikrlilik kuchlari ta'sir ko'rsatadi

Mos ravishda tepki va gazlama orasidagi ishqalanish kuchi [100]:

$$F_{ishq} = f F_b = f [(m_{st} + m_{pr} + m_{td} + m_{tp} + m_r)g - c_{pr}\Delta y_{pr} - c_r\Delta y_r] \quad (4)$$

Qurilgan grafik bog'lanishlar tahliliga ko'ra tarkibli tepki rezinali amortizatori bikrlilik koeffitsiyenti  $0,71 \cdot 10^3$  N/m dan  $2,1 \cdot 10^3$  N/m gacha ko'payganida tepki bilan tikilayotgan gazlamalar orasidagi ishqalanish kuchi 4,19 N dan 2,1 N gacha chiziqli qonuniyatda kamayadi. Bunda suruvchi prujina bikrlilik koeffitsiyenti  $1,6 \cdot 10^3$  N/m qilib olingan. Agarda ushbu  $S_{pr}$  bikrlilik koeffitsiyentini  $2,5 \cdot 10^3$  N/m gacha orttirilganda ishqalanish kuchining qiymatlari yetarli darajada pastlashadi, bunda  $F_{ishq}$  qiymatlari 3,73 N dan  $0,83 \cdot 10^3$  N/m gacha chiziqli bog'lanishda kamayadi. Buning asosiy sababi shundan iboratki, qisuvchi prujina bikrligini ortishi bilan rezinali amortizator bikrligini ishqalanish kuchiga ta'siri sezilarli darajada pasayadi. Ma'lumki, tikuv jarayonida  $F_{ishq}$  qiymatlarini yuqori bo'lishi bahyaqatorlarni sifatli bo'lishiga olib keladi.



1 –  $C_{pr} = 1,6 \cdot 10^3$  N/m; 2 –  $C_{pr} = 1,6 \cdot 10^3$  N/m;

3 –  $C_{np} = 1,9 \cdot 10^3$  N/m;

4 –  $C_{pr} = 2,2 \cdot 10^3$  N/m; 1 –  $C_{pr} = 2,5 \cdot 10^3$  N/m;

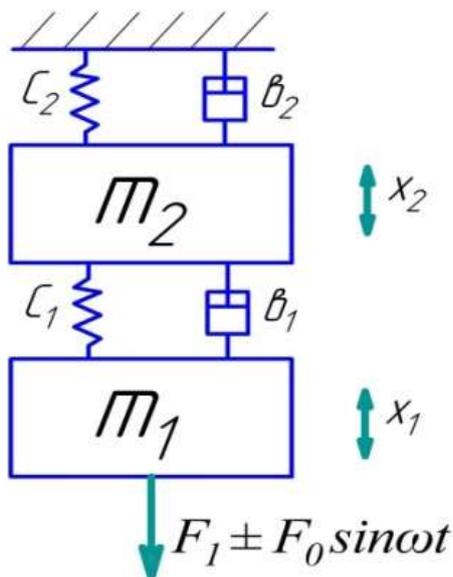
**4-rasm. Tavsiya qilingan tarkibli tepki uzeli rezinali amortizatori bikrlilik koeffitsiyenti qiymatlarini tepki bilan tikilayotgan gazlama orasidagi ishqalanish kuchini o'zgarishiga ta'sirini ifodalovchi bog'lanish grafiklari**

Lekin ishqalanish kuchi haddan tashqari katta bo'lganda gazlama eziladi, reykgaga tushadigan yuklama ortadi, gazlamani ezilishi yuz beradi. Shuning uchun tavsiya qiymatlari:  $c_{pr} = (1,2 \div 2,0) \cdot 10^3$  N/m,  $c_{pr} = (2,2 \div 2,5) \cdot 10^3$  N/m.

Mos ravishda tepki bilan gazlama orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti  $f$  ni ortishi  $m_{ym} = 7,2 \cdot 10^{-1}$  kg bo'lganda ishqalanish kuchi qiymatlari ko'payib, 0,74 N dan 4,53 N gacha chiziqli bog'lanishda ortib boradi. Shuning uchun ta'kidlanganidek, tepki pastki qismi yuzasi bilan tikilayotgan gazlama orasidagi ishqalanish kuchini yetarli darajada bo'lishini ta'minlash uchun parametrlarning quyidagi qiymatlari tavsiya etiladi:  $m_{ym} = (6,5 \div 7,0) \cdot 10^{-1}$  kg,  $f = (0,1 \div 0,16)$ .

Tepkini yetarli darajada gazlamalarni bosib turishi uchun ular orasida kerakli ishqalanish kuchini hosil qiladi. Gazlamalar qalinliklari va zichliklari bir tekisda bo'lmaydi. Shuning uchun tepkida kerakli darajada vertikal tebranish sodir bo'ladi. Ushbu tebranishlar mavjud tikuv mashinalarida yetarlicha amalga oshirilmaydi.

Mos ravishda tikuv mashinasi tepki uzeldagi sterjenli qism va tarkibli tepkining pastki plastinkasini majburiy tebranish qonunlarini aniqlash uchun Lagranjning II tartibli tenglamasidan foydalanildi.



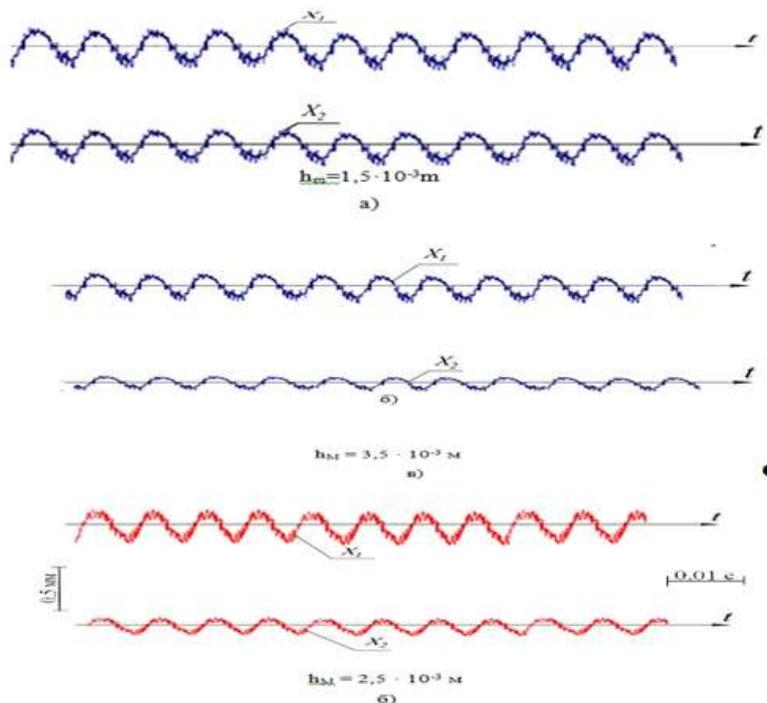
**5-rasm. Tebranuvchi sistema hisob sxemasi**

Tepki mexanizmi sterjenli qismi va tarkibli tepki pastki plastinasi massalarini tebranish qonunlarini ifodalovchi differensial tenglamalar sistemasi quyidagi ko‘rinishda aniqlandi:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + b_1 \frac{dx_2}{dt} - c_1 x_2 + c_1 x_1 = F_1 \pm F_0 \sin \omega t;$$

$$(m_{st} + m_{pr} + m_u + m_{yuk}) \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (b_1 + b_2) \frac{dx_2}{dt} - b_1 \frac{dx_1}{dt} - (c_1 + c_2) x_2 - c_1 x_1 = 0 \quad (5)$$

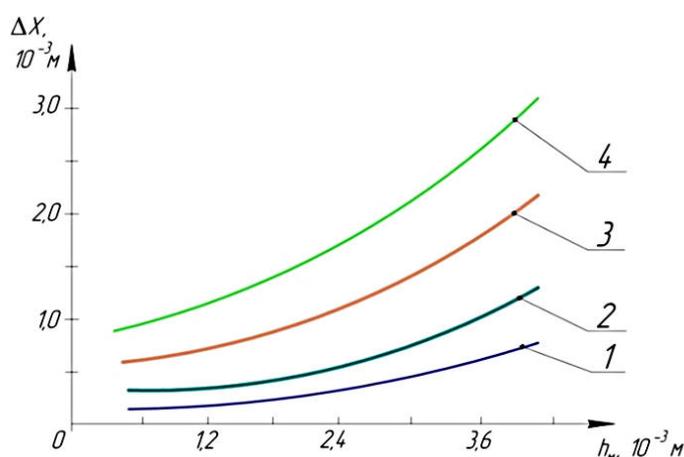
Bikrlik koyeffitsiyentlari;  $b_1, b_2$  – tepki rezinali amortizatori va prujina dissipatsiya koyeffitsiyentlari;  $x_1, x_2$  –  $m_1$  va  $m_2$  massalarning siljich qiymatlari;  $F_1, F_0$  – tikilayotgan gazlamalarning qalinligi o‘zgarmas va o‘zgaruvchan tashkil etuvchilari;  $m_{st}$  – sterjen massasi,  $m_{pr}$  -prujina massasi,  $m_u$  umumiy massasi,  $m_{yuk}$  – tarkibli tepki yuqori qismi va sharnir massasi. Tikilayotgan gazlamalarning tepkiga ta’sir kuchi, reaksiya yoki bosimi ularning tebranishlariga to‘g‘ridan to‘g‘ri bog‘liq bo‘lishi 6-rasmda keltirilgan.



**6-rasm. Tikilayotgan gazlamalar qalinligini o‘zgarishiga qarab tarkibli tepki plastinkasi va sterjenli qismi tebranishlari qonuniyatlari**

Olingan qonuniyatlar tahlili shuni ko‘rsatdiki, tikilayotgan gazlamalar

qalinliklari ortishi bilan sterjenli qism tarkibli tepki pastki plastinasi massalarini tebranish amplitudasi ortib boradi. Bunda ta'kidlash lozimki, rezinali amortizator dissipatsiya xususiyati sterjenli qism prujinasi dissipatsiya xususiyatiga nisbatan yuqori bo'lganligi uchun  $m_1$  va  $m_2$  massalarining tebranish qonuniyatlarida (6-rasm)  $x_1$  va  $x_2$  o'zaro siljigan ya'ni fazali farqi mavjud bo'ladi. Ushbu fazoviy siljish qiymatlari  $\pi/6$  gacha yetadi.

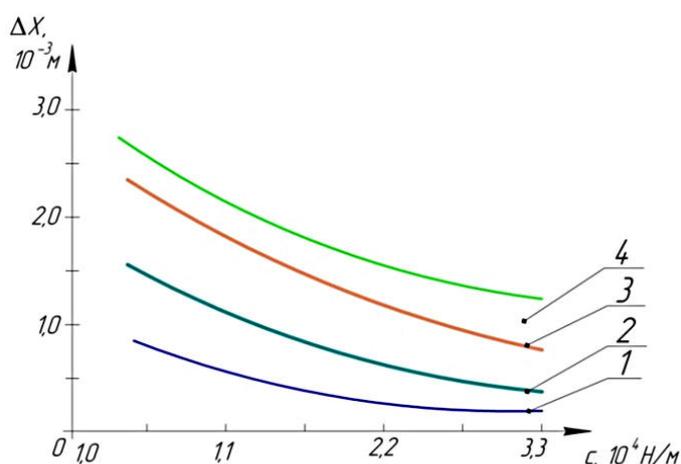


1,2 -  $\Delta x_2 = f(h_M)$ ; 3,4 -  $\Delta x_1 = f(h_M)$ ;  
 1,3 -  $m_1 = 0,25 \cdot 10^{-1}$  kg;  $m_2 = 4,6 \cdot 10^{-1}$  kg;  
 2,4 -  $m_1 = 0,18 \cdot 10^{-1}$  kg;  $m_2 = 3,1 \cdot 10^{-1}$  kg

**7 – rasm. Tepki uzeli sterjenli qismi va plastinkasi massalarining tebranish qamrovlarining tikilayotgan gazlamalar qalinligiga (texnologik qarshilik) bog'liqlik grafiklari**

Grafiklar tahliliga asosan tikilayotgan gazlamalarning umumiy qalinliklari qiymatlari  $1,5 \cdot 10^{-3}$  m dan  $4,0 \cdot 10^{-3}$  m gacha ortganda va massalar qiymatlari  $m_1 = 0,25 \cdot 10^{-1}$  kg va  $m_2 = 4,6 \cdot 10^{-1}$  kg bo'lganda tarkibli tepki pastki plastinkasi tebranish qamrovi  $\Delta x_1$  qiymatlari  $0,4 \cdot 10^{-3}$  m dan  $2,2 \cdot 10^{-3}$  m gacha nochiziqli bog'lanishda ortib boradi, mos ravishda sterjenli qism massasi  $\Delta x_2$  tebranish qamrovi qiymatlari  $0,065 \cdot 10^{-3}$  m dan  $0,43 \cdot 10^{-3}$  m gacha chiziqli bo'lmagan qonuniyatda ortib borishini ko'rish mumkin (7 – rasm, 1, 3 – grafiklar).

Gazlamalarni tikish texnologiyasida tepkning katta amplitudada tebranishi nafaqat gazlamalar sirtini ezilishini ortishiga va ishqalanish kuchining keskin o'zgarishi hisobiga gazlamadani notekis siljishini, iplarni uzilishiga va bahyani o'tib ketishiga olib keladi. Shuning uchun tepki plastinkasini tebranish qamrovini  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta'minlash uchun tikilayotgan gazlamalar umumiy qalinliklarini  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  m bo'lishi maqsadga muvofiqdir.



1 -  $\Delta x_2 = f(c_2)$ ; 2 -  $\Delta x_2 = f(c_1)$ ;  
 3 -  $\Delta x_1 = f(c_2)$ ; 4 -  $\Delta x_1 = f(c_1)$

**8 – rasm. Tepki uzeli sterjenli qismi va plastina massalarining tebranish qamrovlarini prujina va rezinali amortizator bikrlilik koeffitsiyentlariga bog'liqlik grafiklari**

Qayd qilish lozimki, ikki massali tebranuvchi sistemada asosiy massani tebranish amplitudasini mumkin qadar so'ndirish muhimdir. Ko'rilayotgan

sistemada sterjenli qism massasi  $m_2$  ni tebranish qamrovi  $\Delta x_2$  qamaytirish maqsadga muvofiqdir. Chunki  $\Delta x_2$  ning kamayishi inersiya kuchini kamayishi hisobiga sarf qiymatini kamaytiradi. Bunda yetarli darajada shovqin ham pasayadi.

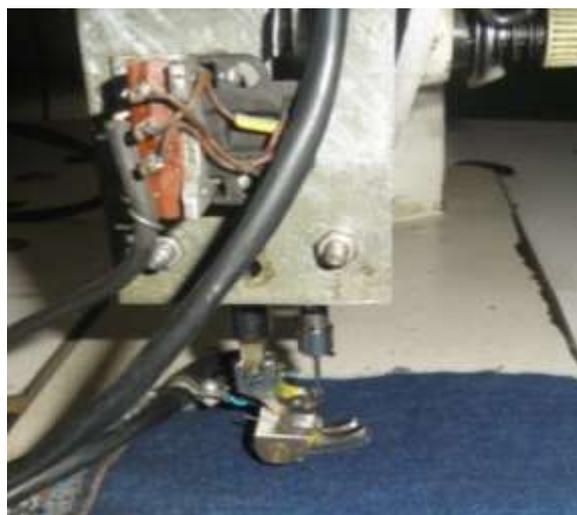
Qurilgan grafik bog'lanishlar (8-rasm) tahlil qilinganda, rezinali amortizator bikrluk koyeffitsiyenti qiymatlari  $0,65 \cdot 10^4$  N/m dan  $3,3 \cdot 10^4$  N/m gacha ortganida plastina tebranish qamrovi qiymatlari  $2,56 \cdot 10^{-3}$  m dan  $1,27 \cdot 10^{-3}$  m gacha chiziqsiz bog'lanishda pasaysa,  $\Delta x_2$  qiymatlari esa  $1,44 \cdot 10^{-3}$  m dan  $0,41 \cdot 10^{-3}$  m gacha kamayib borishini ko'rish mumkin. Shu qatorda sterjen prujinasi bikrluk koyeffitsiyenti qiymatlari orttirilganda  $\Delta x_1$  va  $\Delta x_2$  larning kamayish intensivligi pasayadi. Bunda  $\Delta x_1$  qiymatlari  $s_2$  ortishi bilan  $2,4 \cdot 10^{-3}$  m dan  $0,85 \cdot 10^{-3}$  m gacha nochiziqli qonuniyatda kamaysa,  $\Delta x_2$  qiymatlari  $0,83 \cdot 10^{-3}$  m dan  $0,31 \cdot 10^{-3}$  m gacha pasayadi, xolos. (8 – rasm, 1, 3 – grafiklar).

Demak, plastina tebranish qamrovini samarali kamaytirish uchun rezinali amortizator bikrluk koefitsiyentini  $s_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  N/m va  $s_2 \geq (2,8 \div 4,0) \cdot 10^4$  N/m asosida tanlash maqsadga muvofiqdir. Bunda sterjen prujinasi tebranish qamrovi yetarli darajada kamayishi amalga oshadi.

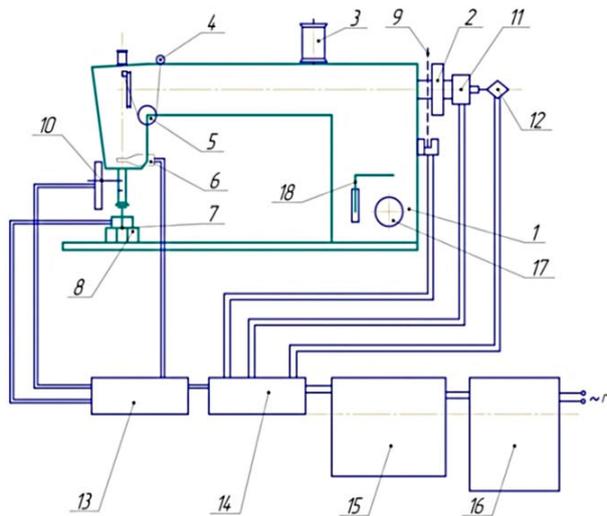
Tebranishni so'ndirishda prujinaga nisbatan rezinali amortizatoridan foydalanish maqsadga muvofiqdir

Tarkibli tepki pastki plastinasi va sterjenli qism massasini tebranish amplitudalarini  $A_{x1} \leq (0,22 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$  m va  $A_{x2} \leq (0,85 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m ta'minlash uchun  $b_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Ns/m va  $b_2 \geq (1,5 \div 2,1)$  Ns/m bo'lishi tavsiya etiladi

Dissertatsiyaning **“Tikuv mashinasi tepki uzeli konstruksiyasini takomillashtirish va parametrlarini hisoblash”** deb nomlangan uchinchi bobida tajribaviy tadqiqotlarga bog'lanib, tajribalarni o'tkazish maqsad, vazifalari, metodikasi, natijalari tahlili berilgan. Bunda bosh val aylanish chastotasini, yuklanishiga, tepkidagi bosim va tebranishlarni o'lchash elektrotenzometrik sxemasi, o'lchash asboblari turlarining ko'rinishlarini, amortizator uchun rezina markalari xarakteristikalari, to'liq omilli tajribaviy tadqiqotlar natijalari keltirilgan.



**Tavsiya qilingan tarkibli amortizatorli tepkini tikuv mashinasi tajriba nusxasida o'lchash uskunalar bilan keltirilgan ko'rinishi va elektrotenzometrik sxemasi**



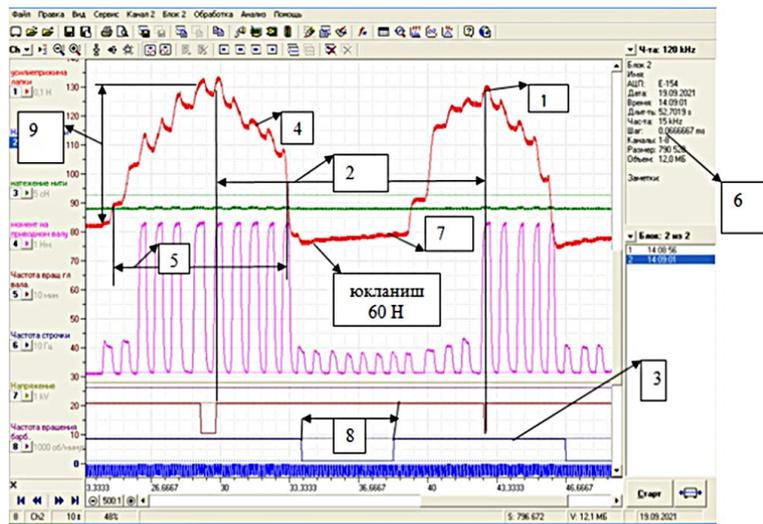
1–ZOJE tikuv mashinasi; 2 – tasmali uzatma yetaklovchi shkivi; 3–ipli g’altak; 4–yo’ naltirgich; 5–ip taranglagich; 6–ip taranglagichni o’lchagich; 7–tepkiga kelayotgan kuchni o’lchash uchun tenzodatchik; 8–bosh val aylanish chastotasini o’lchovchi “Xoll” datchigi; 9– tarkibli tepki; 10 – tepki tebranishini o’lchovchi reoxord datchigi; 11–tok chiqargich; 12–taxogenerator; 13 – tenzokuchaytirgich 14 – LTR – 154 sonli o’zgartirgich; 15–sonli ossilloqraf; 16–kompyuter; 17–baxyaqatorlar qadamini o’zgartirgich; 18 – gazlamani reversiv uzatuvchi mexanizm

9– rasm. Elektrotenzometrik sxema

Shuningdek bosh valning aylanish chastotasini “Xoll” datchigi 8, momentini yarim ko’prik tarzidagi tenzodatchiklar orqali o’lchangan. Olingan signal tenzokuchaytirgichga 13 uzatilib, so’ngra LTR – 154 sonli o’zgartirgich 14 orqali sonli ossilloqrafda qayd qilingan

Titrlashlarni so’ndirish uchun yostiqlar va dempferlar tayyorlash uchun 1019-3 markali rezina tanlandi. Vulkanizasiya qilinadigan gazlamaning tarkibini tanlashdan bog’liq ravishda qattiqligi 40 dan 60 MPa gacha o’zgaradi. Bunda uning bikrlilik koeffitsiyenti  $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^4$  N/m oralig’ida o’zgaradi. Natijalar ossilloqrammalar shaklida olingan.

Jumladan: 10-rasmda tarkibli tepkiga nisbatan ta’sir kuchining o’zgarish qonuniyati keltirilgan.



baxya qadami 2,5 mm; oldindan berilgan kuch – 60 N;  $n_{bv} = 2000$  ayl/min

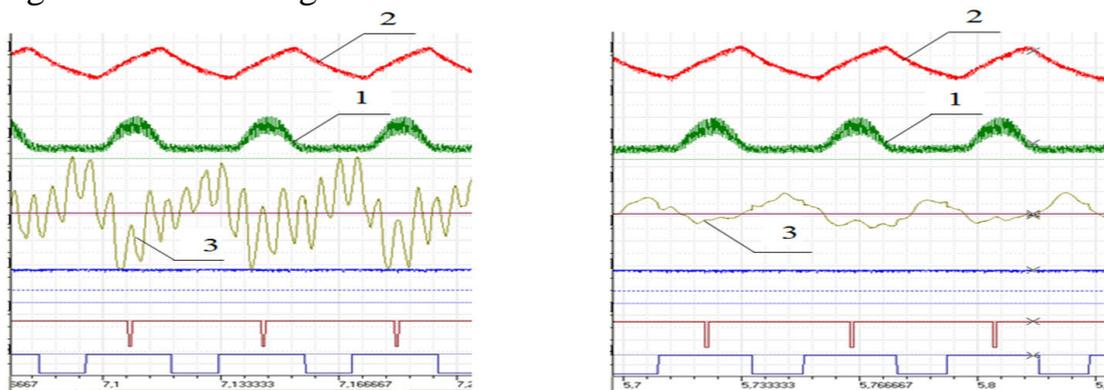
10–rasm. Tarkibli tepkiga kelayotgan ta’sir kuchini o’zgarish qonuniyati

Ossilloqrammada ta’sir kuchi qonuniyatida 1–belgida kuchning maksimal qiymati, 2–bosh valni bir marta aylanishi, 3– ignani plastinkaga nisbatan holati, 4– gazlama surilayotgandagi

ta’sir kuchi o’zgarishi, ya’ni tebranish qonuniyati ko’rsatilgan, yukni o’zgarish qadami 23,43 dan 33,33 oralig’ida (bunda qadam 0,067 millisekundni ko’paytirilsa, 0,93 sek bo’ladi). Ushbu vaqt ichida tepki tebranishini o’zgarishida 13 ta impuls bo’ladi (4 chiziq). 7 nuqtada (10-rasm) igna gazlamadan o’tib halqa hosil qiladi, bu vaqt ignani pastda turishini belgilaydi (8-intervalda).

Tepki tebranishlarini, ayniqsa tebranish tezligini kamaytirish uchun qo’llanilgan rezinali amortizator ta’sirini ko’rish maqsadida 11 – rasmda

ossillogrammalar keltirilgan.



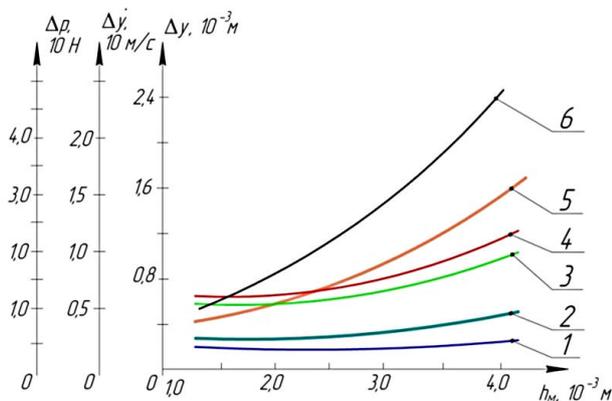
1-mavjud tepki ishlatilganda, 2-tavsiya etilgan amortizatorli tepki ishlatilganda

**11 – rasm. Mavjud va tavsiya etilgan tepkilarni yuklanish, siljish va tezliklarini o'zgarish qonuniyatlarini ifodalovchi ossillogrammalar**

Olingan ossillogrammalardan shuni ko'rish mumkinki, mavjud va tavsiya etilgan tepki variantlari qo'llanilganda yuklanish va tepkini siljish qonuniyatlari o'zaro bir-biriga yaqin bo'lib, tepki tezligining o'zgarishi tavsiya etilgan variantda deyarli (2,0÷2,5) martagacha kamayadi. Demak, rezinali amortizator dissipativ xususiyati yetarli darajada tezligini kamaytiradi.

Tikilayotgan gazlamalar qalinligi ortishi mos ravishda mavjud va tarkibli tepkilarni tebranish amplitudasi, shuningdek uning tezligi va yuklanishlarini tebranish amplitudalarini nochiqliq qonuniyatda ortishiga olib keladi. Gazlamalar qalinligi  $h_m$  qiymatlari  $(1,5\div 4,0)\cdot 10^{-3}$  m gacha ortganida tepkini tebranish amplitudasi mavjud tepkida  $(0,1\div 0,25)\cdot 10^{-3}$  m oralig'ida ortadi, tarkibli tepkida esa  $A_U$  qiymatlari  $(0,15\div 0,4)\cdot 10^{-3}$  m oralig'ida ko'payib boradi. Chunki gazlamalar qalinligi qanchalik ortsa, ularning bikrlilik-dissipativ xususiyatlariga qarab tebranish amplitudasi ortadi Bunda tezlikni tebranishi sezilarli darajada ortadi, mavjud tepkida 3,73 m/s dan 25,8 m/s gacha ortgan bo'lsa, tarkibli tepkida  $\Delta y$  qiymatlari 2,4 m/s dan 14,1 m/s gacha ortadi, xolos Rezinali amortizator ishlatilganda tepkini tebranish amplitudasi (10÷15)% gacha kamaysa, tezlik tebranish amplitudasi deyarli (1,2÷1,5) martagacha kamayadi.

1,2-  $\Delta y = f(h_m)$ ; 3,4-  $\Delta y = f(h_m)$ ; 5,6-  $\Delta p = f(h_m)$  1,3,5 – tavsiya etilgan amortizatorli tepki uchun;  
2,4,6 – mavjud tepki uchun

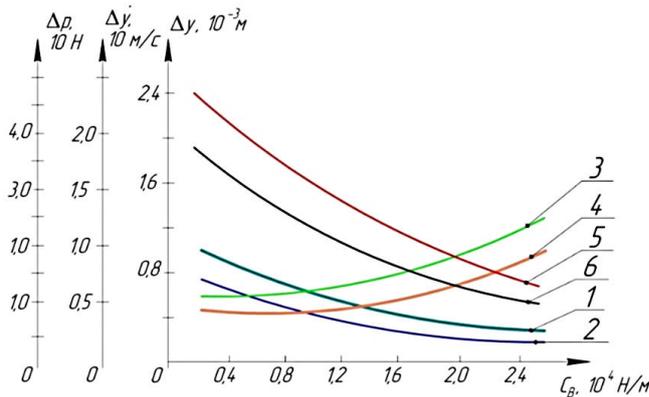


**12- rasm. Mavjud va tavsiya etilgan amortizatorli tepkilarning yuklanishlari, siljishi va tezliklar tebranish amplitudalarini tikilayotgan gazlamalar qalinligiga bog'liqlik grafiklari**

Demak, tepki tebranish amplitudasini  $(0,25\div 0,35)\cdot 10^{-3}$  dan oshirmasligini ta'minlash uchun tikilayotgan gazlamalar qalinligi  $h_m \leq (3,5\div 4,0)\cdot 10^{-3}$  m bo'lishi tavsiya etiladi.

Mos ravishda tepking tezligini tebranish amplitudasi qiymatlari  $h_m = 17,1$  m/s dan 4,6 m/s gacha nochiqliq bog'lanishda kamaysa,  $h_m = 4,0\cdot 10^{-3}$  m bo'lganda esa, 22,3 m/s dan 6,1 m/s gacha pasayib boradi. Rezining dissipativ xususiyati

bo'lgani uchun  $\Delta y$  kamchiliklari sezilarli bo'ladi. (13-rasm)



1,3,5 – gazlama qalinligi  $n_m = 4,0 \cdot 10^{-3}$  m

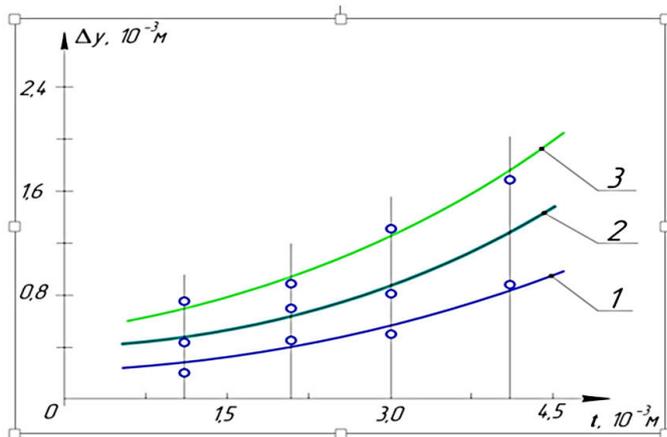
2,4,6 - gazlama qalinligi  $n_m = 2,5 \cdot 10^{-3}$  m

**13 – rasm. Tavsiya etilgan tarkibli tepki rezinali amortizatori bikrlig qiyमतalarini uning yuklanish, siljish va tezligini tebranish amplitudasini bog'liqlik grafiklari**

Tepkiga tushayotgan yuklanishni, siljishi va tezligini tebranish amplitudasini kamaytirish

maqsadida rezinali amortizator bikrligini  $(1,2 \div 2,0) \cdot 10^4$  N/m oralig'ida bo'lishi tavsiya etiladi. Yuqorida qayd etilganidek rezinali amortizator dissipativ koeffitsiyentini, ya'ni qovushqoqligini ortishi bilan, uning tebranishlarini so'ndirish darajasi ortib boradi

Ta'kidlash lozimki, boshlang'ich yuklanish ortganida rezinali amortizator sathi deformatsiyasi ham ortadi, shuning uchun tepkini tebranish amplitudasi amortizator yuklanish kuchi hisobiga ortadi. Mos ravishda  $\Delta r$  qiymatlari ham ortadi va 23,5 N ga yetadi. Tebranish amplitudasini kamaytirish uchun boshlang'ich yuklanishni  $R_N \leq (50 \div 55)$  N bo'lishi tavsiya etiladi.



1 –  $h_p = 1,0 \cdot 10^{-3}$  m; 2 -  $h_p = 2,0 \cdot 10^{-3}$  m;

3 –  $h_p = 3,0 \cdot 10^{-3}$  m

**14 – rasm. Tikuv mashinasi tarkibli tepkisi tebranish amplitudasi o'zgarishini baxyaqator qadamiga bog'liqlik grafiklari**

Grafiklar tahlil qilinganda (14-rasm), ta'kidlash lozimki tikish jarayonida baxyaqatorlar qadami  $1,0 \cdot 10^{-3}$  m dan  $4,0 \cdot 10^{-3}$  m gacha o'rtilganda tarkibli tepkining

tebranish amplitudasi noxiziqli qonuniyatda ortib boradi.

Tavsiya etilgan amortizatorli tepkning tebranish amplitudasini kamaytirish uchun tikilayotgan gazlamalardagi baxyalar qadamini  $Z \leq (2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$  m hamda amortizator qalinligini  $h_r = (1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

Jarayonga bir qator omillar ta'sir qilishini ko'rsatdi, ulardan quyidagi kirish omillari reyting bo'yicha tanlandi:  $X_1 = 1,5 - 2,5$  mm, tepki rezinali amortizatori qalinligi  $X_2 = 2 - 5$  mm, baxya uzunligi ( $l$ );  $X = 40 - 60$  N, tepki bosim kuchi ( $R$ ). chiquvchi omil sifatida tepkning siljish qiymatlari olingan.

$$\hat{y} = 3.2 - 1.02x_1 + 0.22x_2 + 0.93x_3 - 0.24x_1x_2 + 1.5x_1x_3 + x_2x_3 - 1.3x_1x_2x_3$$

Qurilgan grafik bog'lanishlar tahliliga ko'ra omillarning quyidagi maqbul qiymatlari aniqlandi: tarkibli tepki amortizatori qalinligi -  $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m; baxya uzunligi -  $(2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$  m dan kichik bo'lishi; tepkini bosim kuchi -  $(45 \div 50)$  N dan oshmasligi maqsadga muvofiqdir

Dissertatsiyaning **“Tarkibli rezinali amortizatorli tepki uzeli tikuv**

**mashinasi tajriba nusxasini qiyosiy ishlab chiqarish sinovlari natijalari”** deb nomlangan to’rtinchi bobida tavsiya etilgan tarkibli, rezinali amortizatorli tepki uzeli bo’lgan tikuv mashinasini qiyosiy ishlab chiqarish sinovlari natijalari hamda tavsiya etilgan tepki uzeli modernizatsiya qilingan tikuv mashinasini ishlab chiqarishga qo’llashdan olingan iqtisodiy samaradorliklar hisob natijalari keltirilgan.

Olib borilgan tahlil va nazariy tadqiqotlar natijasida 20 ta ilmiy maqolalar va tezislar chop etilgan.

Ishlab chiqarish sinovlari Buxoro “G’ayrat chodak” MCHJ, “Shofirkon ekvatorial teks” MCHJ hamda “Parvozteks” MCHJ korxonalarida ishlab chiqarish tajriba o’tkazilib amalga oshirildi.



a-tepki ko’rinishi



b-tavsiya qilingan mashinada tikish jarayoni

**15-rasm. Tikuv mashinasi siquvchi tepkisining ko’rinishi**

**1-jadval**

**Universal tikuv mashinasidagi bosh valning aylanishlar soni 4000 ayl/min bo’lganda tebranishlar chastotasi va tebranishlar amplitudasi**

<b>№</b>	<b>Ko’rsatkichlar nomi</b>	<b>Tikuv mashinasi tepkisining tebranishlar amplitudasi <math>10^{-3}m</math></b>	<b>Tikuv mashinasidagi tepking tebranish chastotasi <math>G_s</math></b>
1	Mavjud tikuv mashinasidagi tepki uzeli uchun olingan natija, 2 qavat	0,58	65
2	3 qavat gazlamani tikishda olingan natijalar	0,66	54
3	4 qavat gazlamani tikishda olingan natijalar	0,72	43
4	Taklif etilgan konstruksiyadagi tepki uzeli, 2 qavat	0,32	56
5	3 qavat gazlamani tikishda olingan natijalar	0,37	37
6	4 qavat gazlamani tikishda olingan natijalar	0,41	29

Olingan 1-jadvaldagi ko’rsatkichlar solishtirilganda mavjud tepkiga nisbatan tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepki tebranish amplitudasi ikki qavatli gazlamalar tikilganda tebranish amplitudasi  $(1,8 \div 2,0)$  marta kamayganligi, to’rt qavatli gazlamalar tikilganda  $(1,3 \div 1,5)$  taga kamayganligi aniqlandi. Shuningdek tavsiya etilgan amortizatorli tepking tebranish chastotasi mavjud tepkiga nisbatan  $(1,2 \div 1,3)$  martaga kamaygani aniqlandi.

Mavjud tepkida  $3,5 \cdot 10^{-3}$  m qalinlikdagi gazlamalar 4000 ayl/min bosh valni aylanish chastotasida (10 m mato uzunligida) baxyani tashlab ketish, ip uzilishi, igna sinishi holatlari kuzatildi. Tavsiya etilgan tikuv mashinasida bu kamchiliklar deyarli bo'lmadi. Ushbu holat yuqori tezlikda va  $4,5 \cdot 10^{-3}$  m gazlamalarni tikishda ham kuzatildi. Tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepki ishlatilganda ip uzilishi, baxya o'tkazib yuborishi, igna sinishi bo'lmadi. Shuningdek qalin gazlamalar tikilganda ularni g'ijimlanishi sodir bo'lmadi.

Tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepkisi bo'lgan modernizatsiya qilingan tikuv mashinasi "Shofirkon ekvatorial teks" MCHJ tikuv korxonasi qo'llash natijasida yillik iqtisodiy samaradorligi 543182.98 ming so'mga, "G'ayrat chodak" MCHJ tikuv korxonasi bo'yicha 514992.02 ming so'mga, "Parvozteks" MCHJ ishlab chiqarish korxonasi esa 554846.56 ming so'mni tashkil etdi.

Tadqiqotlarning natijalari bo'yicha muallifning qator ilmiy ishlari chop etilgan [125...132]. Shuningdek tadqiqotlarni o'tkazishda qator internet ma'lumotlaridan foydalanildi [133].

## UMUMIY XULOSALAR

1. Tahlillar asosida yuqori ish unumida ishlash tikish sifatini taminlaydigan, bahyani o'tkazib yuborish, gazlamani g'ijimlanishi, ip uzilishlarini bartaraf etadigan va tarkibli rezinali amortizatorli yuqori samarali tepki uzeli konstruktiv sxemasi ishlab chiqilgan.

2. Tikuv mashinasi tepki uzeli qismi prujinasi bikrligini, umumiy og'irligiga, tikilayotgan gazlamalar bikrligi va qalinliklarini inobatga olgan holda tepkining gazlamaga bosim kuchini aniqlash formulasi olingan va qiymatlari aniqlangan. Tepkini tikilayotgan gazlamalarga maksimal bosim kuchi tikiladigan gazlamalar xususiyatlari, ya'ni bikrligi hamda umumiy qalinliklariga bog'liq bo'ladi. Ikki qavatli turli xususiyatli gazlamalarni tikilganda, jumladan jinsi va kostyumbop gazlamalar tikilganda maksimal bosim kuchi qiymati ( $45 \div 52$ ) n oralig'ida bo'lishi aniqlangan. Lekin tarkibli amortizatorli tepki ishlatilganda maksimal bosim keskin kamayadi.

3. Tavsiya etilgan tikuv mashinasi tarkibli tepkisining rezinali amortizatorining bikrligini hamda tepki bilan tikilayotgan gazlamalar orasidagi ishqalanish kuchini aniqlash formulalari mos ravishda tepki mexanizmi sterjeni, prujinasi, tepki uzeli ustki va pastki qismlari hamda rezinali amortizator massalari prujina, amortizator va ych qavatli tikilayotgan gazlamalar bikrligi koeffitsiyentlari, deformatsiya qiymatlari inobatga olingan holda aniqlangan.

4. Tarkibli tepki uzeli rezinali amortizatori bikrligi koeffitsiyentini qisuvchi prujina va tikilayotgan gazlamalar bikrligi koeffitsiyentlari nisbatiga, umumiy massa qiymatiga bog'liqlik grafiklari olingan. Rezinali amortizator deformatsiyalanish qiymatlarini yuqori bo'lishi gazlama bosim kuchini tebranishi amplitudasini oshiradi, ishqalanish o'zgaradi, olinayotgan baxya sifati pasayadi. Shuning uchun  $\Delta y_r$  qiymatlarini  $1,0 \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta'minlash maqsadida  $c_{pr} = (1,8 \div 2,0) \cdot 10^3$  N/m,  $c_{mk} = (2,2 \div 2,6) \cdot 10^3$  N/m,  $m_{ym} = (7,5 \div 8,0) \cdot 10^{-1}$  kg

oralig'ida bo'lishi tavsiya etiladi..

5. Tepki bilan tikilayotgan gazlama orasidagi ishqalanish koeffitsiyentini ishqalanish kuchiga bog'liqlik grafiklari olingan. Tepki pastki qismi yuzasi bilan tikilayotgan gazlama orasidagi ishqalanish kuchini yetarli darajada bo'lishini ta'minlash uchun parametrlarning quyidagi qiymatlari tavsiya etiladi:  $M_{ym} = (6,5 \div 7,0) \cdot 10^{-1}$  kg,  $f = (0,1 \div 0,16)$ .

6 Tikuv mashinasi tarkibli tepki uzeli sterjenli qismi va pastki plastinkasi tebranishlarini ifodalovchi hisob sxemasi va matematik modeli olingan. Sonli yechim asosida tebranish qonuniyatlarini aniqlangan.

7. Tepki uzeli sterjenli qismi va plastinkasi massalarining tebranish qamrovlari tikilayotgan gazlamalar qalinligiga (texnologik qarshilik) bog'liqlik grafiklari qurilgan. Tepki plastinkasini tebranish qamrovini  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta'minlash uchun tikilayotgan gazlamalar umumiy qalinliklarini  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  m bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

8. Tepki sterjenli qismi va plastina massalarining tebranish amplitudalarini prujina va rezinali amortizator dissipatsiya koeffitsiyentlariga bog'liqlik grafiklari olingan. Tepking rezinali amortizatori dissipativ xususiyati prujinaga nisbatan yuqorililigi inobatga olinganligi hisobiga tarkibli tepki pastki plastinasi va sterjenli qism massasini tebranish amplitudalarini  $A_{x1} \leq (0,22 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$  m va  $A_{x1} \leq (0,85 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m ta'minlash uchun  $\beta_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Ns/m va  $b_2 \geq (1,5 \div 2,1)$  Ns/m bo'lishi tavsiya etiladi.

9. Tenzometrik usulda bosh val harakat qonuni yuklanishi tavsiya etilgan tepki mexanizmi tarkibli amortizatori o'rtacha bikrligini o'zgarishini uning yuklanishi va tebranishiga ta'sirini ifodalovchi ossillogrammalar olindi. Tepki amortizatori uchun rezina markasi uning tavsiya etilgan bikrlilik va dissipatsiya koeffitsiyentlariga mos ravishda  $S_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  n/m va  $\beta_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Ns/m to'g'ri kelgan 1019-3 markali rezina tanlangan.

10. Tajriba natijalari tahlili asosida tepking tebranish amplitudasini bosh valning aylanish chastotasiga bog'liqlik grafiklari qurilgan. Unga ko'ra tepkini tebranish amplitudasini  $(1,0 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$  m dan oshmasligini ta'minlash uchun mavjud mashinada  $n_{bv} \leq (1000 \div 1500)$  ayl/min, tavsiya etilgan tarkibli tepki ishlatilganda bosh valning aylanish chastotasi  $n_{bv} = (4500 \div 5000)$  ayl/min yuqori bo'lishi ta'minlanadi.

11. Tepkini bosim kuchi ortishi bilan tebranish amplitudasi tezligi va yuklanish qamrovlari qiymatlari nohizizli qonuniyatda ortib boradi. Tepkini tebranish amplitudasini kamaytirish uchun boshlang'ich yuklanishni  $R_N \leq (50 \div 55)$  N bo'lishi tavsiya etiladi.

12. Tikuv mashinasi tarkibli tepkisi tebranish amplitudasi o'zgarishini bahyaqator qadamiga bog'liqlik grafiklari qurilgan. Tavsiya etilgan amortizatorli tepking tebranish amplitudasini kamaytirish uchun tikilayotgan gazlamalardagi bahyalar qadamini  $Z \leq (2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$  m hamda amortizator qalinligini  $h_r = (1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

13. To'liq omilli tajribaviy tadqiqotlar natijasida omillarning maqbul qiymatlari aniqlandi: tarkibli tepki amortizatori qalinligi -  $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  m; baxya uzunligi -  $(2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$  m dan kichik bo'lishi; tepkini bosim kuchi -  $(45 \div 50)$  N

dan oshmasligi maqsadga muvofiqligiga erishildi.

14. Tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepkisi bo'lgan modernizatsiya etilgan tikuv mashinasi qiyosiy sinov natijalariga asosan turli qalinlikdagi va ish unumida ipni uzilishi, igna sinishi hamda gazlamalar g'ijimlanish holatlari kuzatilmadi, tepkini tebranish amplitudasi ( $1,5 \div 1,8$ ) martaga, chastotasi ( $1,2 \div 1,3$ ) martaga kamayib, ishlash resursi ( $20 \div 25$ ) % ortdi, choklar mustahkamligi ( $1,5 \div 2,0$ ) barobarga ortganligiga qayd qilindi.

15. Tavsiya etilgan tarkibli rezina amortizatorli tepkisi bo'lgan modernizatsiya qilingan tikuv mashinasi "Shofirkon ekvatorial teks" MCHJ tikuv korxonasi qo'llash natijasida yillik iqtisodiy samaradorligi 543182,98 ming so'mga, "G'ayrat chodak" MCHJ tikuv korxonasi bo'yicha 5149.92 ming so'mga, "Parvozteks" MCHJ ishlab chiqarish korxonasi esa 554846.56 ming so'mni tashkil etdi. Tadqiqotlarning natijalari bo'yicha muallifning qator ilmiy ishlari chop etilgan [125...132]. Shuningdek tadqiqotlarni o'tkazishda qator internet ma'lumotlaridan foydalanildi [133].

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ  
PhD.03/29.10.2021.Т.101.03 ПРИ БУХАРСКОМ  
ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ**

---

**БУХАРСКИЙ ИНЖЕНЕРНО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

**БОЗОРОВА ФАРИДА МАХМУДЖОНОВНА**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ  
ПАРАМЕТРОВ УЗЛА ЛАПКИ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ**

**05.02.03-Технологические машины. Роботы, мехатроника и робототехнические  
системы**

**АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации доктора философии (Doctor of Philosophy) по техническим наукам**

**Бухара – 2025**

**Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан за номером B2020.2.PhD/T1603.**

Диссертация выполнена в Бухарском инженерно-технологическом институте.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме)) размещен на веб-странице Научного совета Бухарского инженерно-технологического института ([www.bmti.uz](http://www.bmti.uz)) и на информационно-образовательном портале “ZiyoNet” ([www.ziyo.net](http://www.ziyo.net)).

<b>Научный руководитель:</b>	<b>Джураев Анвар Джураевич</b> доктор технических наук, профессор
<b>Официальные оппоненты:</b>	<b>Баходиров Гайрат Атаханович</b> доктор технических наук, профессор <b>Мирзаумидов Асилбек Шухратжонович</b> доктор технических наук, доцент
<b>Ведущая организация:</b>	<b>Научно-исследовательский институт волокнистых культур</b>

Защита диссертации состоится «17» 01 2025 года в 10<sup>00</sup> часов на заседании Научного совета PhD.03/29.10.2021.T.101.03 при Бухарском инженерно-технологическом институте по адресу: 200117, г. Бухара, ул. Каюма Муртазоева-15, Административное здание Бухарского инженерно-технологического института, 2-этаж, малый зал совещаний, Тел: (+998-65) 223-78-84, факс:(+998-65) 223-78-84, e-mail: [bmti @edu.uz.ra](mailto:bmti@edu.uz.ra)

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского инженерно-технологического института (зарегистрирована под № \_\_). (Адрес 200117, г. Бухара, ул. Каюма Муртазоева-15, тел. (65) 223-7884)

Автореферат диссертации разослан «\_\_» \_\_\_\_ 2025 года  
(Протокол рассылки № \_\_ от «\_\_» \_\_\_\_ 2025 года)

**Х.К.Рахмонов**

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

**Р.Х.Нурбоев**

Ученый секретарь научного совета по присуждению учёных степеней, кандидат технических наук, профессор

**С.С.Мусаев**

Председатель научного семинара при научном совете по присуждению ученой степени, кандидат технических наук, профессор

## **ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))**

### **Актуальность и востребованность темы диссертации.**

В мире в связи с растущими потребностями потребителей вопрос о количестве и видах ассортимента у производителей продукции занимает одно из ведущих мест. На мировом уровне легкая промышленность является одной из ведущих отраслей промышленного развития и обеспечивает 5,7% выпуска продукции. На рынке текстильной и легкой промышленности по сравнению с 2020 годом объем производства продукции до 2025 года увеличится на 26,2%, а среднегодовой темп роста потребует реализации 6,2%. В связи с этим производство различных видов современной одежды занимает важное место в швейной промышленности и лидирует в таких странах, как Италия, Франция, США, Япония, Китай, Турция, Россия. При этом необходимо создать новый ассортимент швейной продукции, повысить ее качество, на научной основе снизить расход сырья, использовать его при широком внедрении в производство<sup>1</sup>.

В мире в целях производства высококачественной швейной продукции проводятся научно-исследовательские работы, направленные на создание и совершенствование конструкций швейных машин нового поколения, рабочих органов, в том числе эффективную конструкцию гибкой узла лапки с амортизаторами, обеспечивающими качество шитья. В связи с этим, среди прочего, одним из приоритетных направлений считаются исследования, направленные на повышение качества продукции, совершенствование новой техники и технологий, повышение эффективности производства, обоснование параметров рабочих органов швейных машин. Вместе с тем, на основе глубоких теоретических и экспериментальных исследований особое внимание уделяется установлению законов колебательного движения, обоснованию его параметров и его изготовлению.

В нашей Республике реализуются комплексные меры по повышению конкурентоспособности производимой продукции, и достигаются определенные результаты. В стратегии развития нового Узбекистана на 2022-2026 годы, среди прочего, важными задачами являются «...продолжение реализации промышленной политики, направленной на обеспечение стабильности национальной экономики, увеличение доли промышленности в валовом внутреннем продукте и рост объема производства промышленной продукции в 1,4 раза, увеличение объема производства продукции текстильной промышленности в два раза»<sup>2</sup>. В реализации этих задач большое значение для промышленности, среди прочего, имеет получение высококачественного волокна на основе дальнейшего совершенствования конструкций очистителей волокна.

Постановления Президента Республики Узбекистан № ПП-4453 от 16 сентября 2019 года «О мерах по дальнейшему развитию легкой промышленности и стимулированию производства готовой продукции», № ПП-4341 от 28 мая 2019 года «О мерах по организации производства швейно-трикотажной продукции и обеспечению занятости населения в регионах

---

<sup>1</sup> Постановление Президента Республики Узбекистан, от 16.09.2019 года № ПП-4453, 1-приложение.

<sup>2</sup> Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года №УП-60 «О стратегии развития нового Узбекистана на 2022 — 2026 годы».

Республики», № ПП-4186 от 12 февраля 2019 года «О мерах по дальнейшему углублению реформ и расширению экспортного потенциала текстильной и швейно-трикотажной промышленности», Указ №УП-60 от 28 января 2022 года «О стратегии развития нового Узбекистана на 2022–2026 годы», и реализации задач, определенных в других нормативных правовых документах, связанных с данной деятельностью в определенной мере служит данное диссертационное исследование.

**Соответствие исследования с приоритетными направлениями развития науки и технологий Республики.** Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики II «Энергетика, энерго- и ресурсосбережения».

**Степень изученности проблемы.** Исследованием по совершенствованию техника и технология швейного производства, изучению и разработка проблем по подбору ткани и нитей, автоматизации производства занимались ученые Л. Рейбарх, О. Сузуки, И. В. Черунова, В. В. Сторожев, А. В. Марковец, Р. О. Жилисбаева, А. Р. Файзулов, Е. В. Полякова, Д. С. Мансури и другие.

Также, исследованием по совершенствованию техника и технология швейного производства занимались ученые нашей страны А.Джураев, Х.К.Камилова, С.Ш.Ташпулатов, З.Ш.Таджибаев, Х.Алимова, М.А.Мансурова, Ф.У.Нигматова, Д.У.Арипджанова, М.Расулова, Н.Набижонова, И.М.Рахмонов, С.У.Пулатова, С.Мухаммеджанова, Г.Турсунова, Ш.Х.Бехбутов, А.Р.Амонов, И.Р.Мавлонова и другие, в целях развития швейного производства разработаны комплексные технологии производства, разработан широкий ассортимент высококачественной продукции из местных тканей, описаны вопросы автоматизации конструирования швейных изделий, пути совершенствования швейных машин и приспособлений.

Но несмотря на большую работу по технике и технологии швейного производства, исследования материала по вопросам создания модернизированных швейных машин с узлом лапки, обеспечивающим равномерное давление лапки на ткани и зубчатой рейки, обеспечивающих не обрывности ниток при использовании прямых и зигзагообразных стежков и ткани не застревала между зубчатой рейкой, вопросы обоснования ее параметров недостаточно изучены.

Для преодоления этих недостатков важна разработка модернизированной швейной машины с узлом лапки составным резиновым амортизатором, обеспечивающим качественную строчку, обосновать ее параметры и внедрить ее в производство.

**Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация.** Диссертационное исследование выполнено в соответствии с планом НИР Бухарского инженерно-технологического института и Ташкентского института текстильной и легкой промышленности ОТ-А3-35 «Методика разработки и расчета конструкции швейных машин, обеспечивающих качественный пошив при ресурсосбережении, высокой производительности» (2017-2018 гг.), № ОТ-Ф2-61 «Создание научных основ расчета новых рычажных механизмов с кинематическими парами и

ременными элементами основных технологических машин текстильной и легкой промышленности» (2017-2020 гг.).

**Цель исследования** заключается в разработки конструкции узла лапки швейной машины с составным резиновым амортизатором, обосновать ее параметры на основе комплексных теоретических и экспериментальных исследований, обеспечить получение высококачественной швейной строчки.

**Задачи исследования:**

разработка эффективной конструктивной схемы узла лапки швейной машины с составным резиновым амортизатором и определить упругость резины составного резинового амортизатора узла лапки и силу трения между пластиной лапки и сшиваемыми материалами аналитическим методом;

определить закономерности изменения упругости резинового амортизатора узла лапки и пружины стержневой части конструкции швейных машин в зависимости от параметров лапки и обоснование их значения;

электротензометрическим методом определить законы вибрации стержня узла лапки и пластины в зависимости от изменения ее параметров;

Определение оптимальных значений параметров модернизированной швейной машины на основе полнофакторных экспериментов. Проведение сравнительных испытаний при производстве опытного образца швейной машины.

**Объект исследования** – модернизированная швейная машина с эффективной конструкцией узла лапки с составным резиновым амортизатором.

**Предметом исследования** являются принцип работы рекомендуемой конструкции узла лапки с составным резиновым амортизатором, расчеты по обеспечению равномерного давления на материал и зубчатую рейку, закономерности вибрации лапки, формулы для определения упругости пружины и резины и графики зависимостей, рекомендуемые параметры, показатели качества швейных строчек.

**Методы исследования.** В процессе исследования использовались теоретическая механика, высшая математика, механика машин, сопротивление материалов, технология шитья и методы расчета оборудования.

**Научная новизна исследования заключается в следующем:**

получены формулы для определения упругости резинового амортизатора в составе узла лапки рекомендованной швейной машины и силы трения между лапкой и тканью. Определены закономерности увеличения упругости сшиваемых материалов, пружин сжатия и резинового амортизатора при возрастании общей массы лапки, а также уменьшения силы трения между пластиной и тканью.

получена математическая модель, выражающая законы вибрации двухмассовой системы нижней пластины составной лапки и стержневой части узла лапки, при численном решении определены характеристики зависимости колебаний от параметров и рекомендованы параметры, обеспечивающие вибрацию пластины с малой амплитудой.

определен закон нелинейного увеличения диапазона вибрации стержневого узла и пластины с увеличением толщины сшиваемых

материалов, для обеспечения диапазона вибрации пластинки лапки, не превышающего  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  м, суммарная толщина сшиваемых материалов должна составлять  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  м.

получены законы изменения диапазонов колебаний стержневой части узла лапки и масс пластин в зависимости от коэффициентов упругости пружин и резиновых амортизаторов, коэффициент упругости резинового амортизатора, обеспечивающий эффективное снижение диапазона вибрации пластины, целесообразно устанавливать из расчета  $c_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  Н/м и  $c_2 \geq (2,8 \div 4,0) \cdot 10^4$ . При этом определяются рекомендуемые значения, обеспечивающие достаточное уменьшение диапазона вибрации пружины стержня.

**Практические результаты исследования** заключаются в следующем:

рекомендуется эффективный узел лапки с резиновым амортизатором, обеспечивающий равномерную перемещения сшиваемого материала на швейной машине;

определены и рекомендованы к использованию в производстве оптимальные значения параметров узла лапки, исключающие обрыв нити, поломка иглы, образование складок при шитье тканей различных характеристик и толщины.

**Достоверность результатов исследования.** Достоверность результатов исследований заключается в их логической непротиворечивости существующей и действующей фундаментальной теории, использовании в расчетах стандартизированных методов и средств, совместимости результатов теоретических и экспериментальных исследований, положительными результатами производственных испытаний. модернизированной узла лапки швейной машины с резиновым амортизатором.

**Научная и практическая значимость результатов исследования.**

Научная значимость результатов исследования объясняются тем, что определены характеры колебаний узла лапки с резиновым амортизатором, получены результаты решения математических моделей и на основе анализа построенных графических зависимостей определены рекомендуемые значения параметров.

Практическая значимость результатов исследования заключается в том, что в результате применения нового узла лапки с резиновым амортизатором в системе перемещения материалов швейных машин на ряде предприятий созданы качественные швы в швейном производстве материалов различных характеристик и толщины с высокой производительностью, устранены обрывы ниток, поломка иглы, пропуски стежков, помятая материалов.

**Внедрение результатов исследований.** По результатам исследований по разработке конструкции узла лапки швейной машины с резиновым амортизатором: новая конструкция узла лапки для получения качественной обуви запущена в производство на частном предприятии ООО «Шофиркон ЭкваториалТекс», ООО «Гайрат Чодак» и на предприятиях ООО «Парвозтекс» (Справка №03/25-1240 от 31 мая 2023 года Ассоциации «Ўзтўқимачиликсаноат»). В результате удалось увеличить производительность швейной машины в 1,5-2 раза, повысить прочность швов, снизить обрыв нити в 6÷7 раз в час, не наблюдалось поломок иглы,

раскрытие швов и складок материала почти не было.

**Апробация результатов исследования.** Результаты исследований обсуждались на 11 научных конференциях, в том числе 4 международных и 7 национальных научных конференциях.

**Опубликованность результатов исследования.** По диссертации опубликовано 18 научных работ, в том числе 7 научных статей в научных журналах, рекомендованных к публикации ВАК Республики Узбекистан, в том числе 2 опубликованных в зарубежных журналах, а также патент на изобретение № ИАП 01880 Агентства интеллектуальной собственности Республики Узбекистан. Республика Узбекистан получила

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, аннотации и рекомендаций, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации составляет 117 страниц.

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ.

**Во введении** обоснована актуальность и необходимость проводимых исследований, сформулированы цели и задачи исследования, определяются объекты и темы исследования, показано соответствие приоритетным направлениям развития науки и техники республики, описаны научная новизна и практические результаты исследования, представлена информация о внедрении результатов исследований, результатах утверждения работ, структура опубликованных работ и диссертаций.

В первой главе диссертации, озаглавленной «**Совершенствование конструкции и расчет параметров узла лапки швейной машины**», приведены материалы исследований зарубежных и республиканских ученых по совершенствованию механизмов и рабочих органов швейных машин, конструктивных особенностей узла лапки, достижения и недостатки. На основе анализа существующей конструкции разработана конструктивная схема эффективного узла лапки с резиновым амортизатором, представлены его устройство и принцип работы. Конструктивная схема рекомендуемого узла лапки швейной машины с резиновым амортизатором представлена на рис. 1.

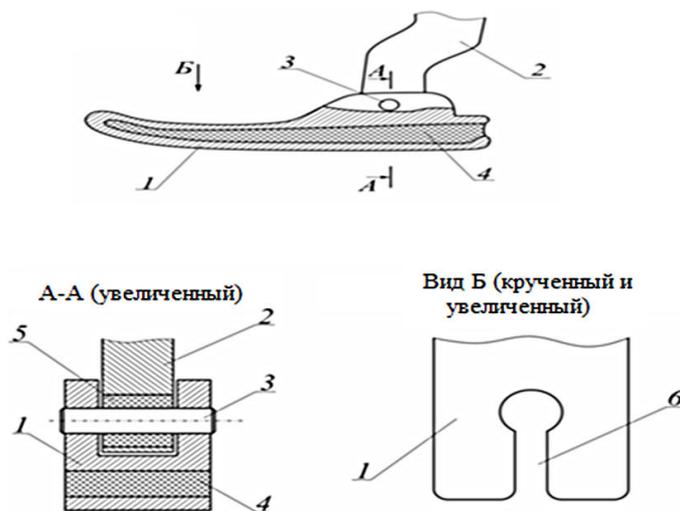


Рис.1. Схема конструкции лапки с рекомендуемым составом амортизатора

Прижимная лапка состоит из основания 1, выполненного из пластинчатой стали, образующего полую часть, в которой размещена резиновая прокладка 4. Толщина полую части и резиновой прокладки увеличивается от кончика подошвы 1 к боковой части пяточной части. Основание 1 шарнирно соединено с ручкой 2. При этом шарнир имеет резиновую втулку 5 между пальцем 3 и ручкой 2. Основание выполнено с прорезью 6 для прохождения 1 иглы.

Конструкция работает следующим образом. В процессе пришивания материала прижимной стержень находится в рабочем положении, а его основание 1 прижимает пришиваемый ткань к зубчатой рейке (на рисунке не показана). При этом игла проходит через прорезь основания 1, происходит процесс формирования стежка, зубчатая рейка находится в нижнем положении. В процессе перемещения материала зубчатая рейка поднимается и материал зажимается с помощью основания 1 лапки, зубчатая рейка перемещает материал на один шаг, за счет небольшого трения между подушечкой 4 лапки и зубчатой рейкой швейнке материалы скользит по ее рабочей поверхности. При этом из-за деформаций пластинчатого основания 1 и резиновой подушки 4, а также резиновой втулки 5 и цилиндрической пружины стержня (на рисунке не показаны) в зависимости от толщины и плотности сшиваемые ткани основание 1 прижимает сшиваемые ткани к зубчатой рейке с необходимым усилием по всей площади соединения. В это время между основанием и шестернями, а также между шестернями и зубчатой рейкой сила трения достаточна.

Толщина и плотность сшиваемых тканей не влияют на равномерность формирования швов в строчке за счет демпфирования (деформации резиновой подушки 4 в вертикальном и угловом направлениях из-за изменения толщины подушки 4). Резиновая втулка 5, установленная на пальце 3 и держателе 2, смягчает ударные нагрузки роликового основания 1 при его спуске и подъеме. Это исключает появление складок на материале.

Предлагаемая конструкция узла лапки фактически саморегулируется (автоматически) к изменению толщины и плотности сшиваемых тканей, обеспечивает равномерность давления и его надежную работу.

Следует отметить, что для повышения эффективности работы в конструкции лапки с амортизатором рекомендуемого состава пластина 6 крепится к основанию 3 через резиновый амортизатор 5. Основание 3 соединено с держателем 1 дополнительными пружинами 4.

Во второй главе диссертации, озаглавленной **«Совершенствование конструкции узла лапки швейной машины и расчет ее параметров»**, приведены теоретические основы определения максимальной силы давления лапки, выражения для определения упругости демпфера лапки и силы трения со швейным материалом, численные решения и законов вибрации стержневой части узла лапки и нижней пластины на основе исследований.

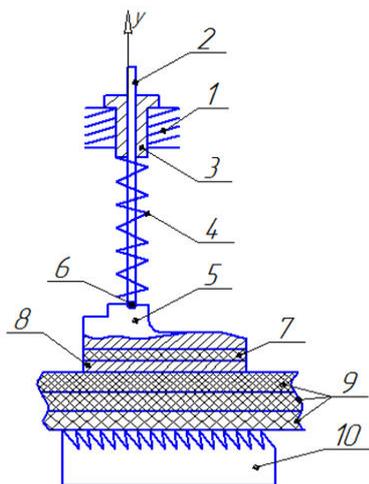
Максимальная сила давления на сшиваемые материалы зависит от свойств тканей, то есть их однородности и общей толщины. Установлено, что максимальное значение прочности на сжатие находится в диапазоне  $(45 \div 52)n$  при пошиве двухслойных тканей с различными характеристиками, в том числе джинсовых и костюмных тканей. При этом максимальное давление

резко снижается при использовании лапки с амортизатором.

При использовании рекомендованной конструкции лапки важно определить силу трения между нижней частью лапки и пришиваемым материалом, а также целостность амортизатора.

Упругость амортизатора в конструкции непосредственно влияет на силу трения. Поэтому необходимо определить упругость резинового амортизаторного лапки (рис. 2). Представлена схема предлагаемой конструкции лапки в рабочем состоянии.

$$G_{cm} + G_{np} + G_{md} + G_p + G_{mn} = F_{np} + F_p + F_{m1} + F_{m2} + F_{m3} \quad (1)$$



**Рис.2. Схема предлагаемой конструкции лапки в рабочем состоянии:**

1 – корпус машины; 2 – стержень; 3 – направляющая втулка; 4 – пружина перемещения; 5 – верхняя часть лапки; 6 – стержень лапки; 7 – резиновый амортизатор лапки; 8 – нижняя часть лапки; 9 – шиваемые материалы; 10 – транспортирующая лапка.

Следует отметить, что деформация шиваемых тканей зависит от их коэффициентов упругости, в трехслойных материалах их общий коэффициент упругости:

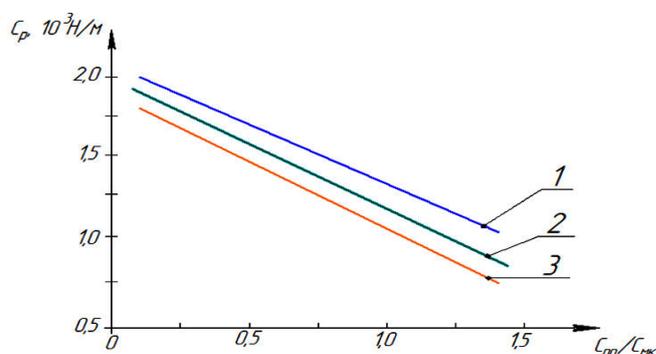
$$C_{mk} = \frac{C_{m1}C_{m2}C_{m3}}{C_{mk}C_{m3} + C_{m1}C_{m3} + C_{m1}C_{m2}} \quad (2)$$

$$C_r = \left[ (m_{cm} + m_{np} + m_{вл} + m_{нл} + m_p)g - C_{np}\Delta u_{np} - \frac{C_{m1} \cdot C_{m2} \cdot C_{m3} \Delta u_{np}}{C_{m2} \cdot C_{m3} + C_{m1} \cdot C_{m3} + C_{m1} \cdot C_{m2}} \right] \quad (3)$$

Где  $M_{cm}$ ,  $M_{np}$ ,  $M_{вл}$ ,  $M_{нл}$ ,  $M_p$  – соответственно массы стержня механизма лапки, пружины, верхняя и нижняя части лапки и резинового амортизатора;  $g$  – ускорение свободного падения;  $C_{np}$ ,  $C_p$ ,  $C_{m1}$ ,  $C_{m2}$ ,  $C_{m3}$  – коэффициенты упругости пружин, амортизаторов и трехслойных конструкций;  $\Delta u_{np}$ ,  $\Delta u_p$ ,  $\Delta u_{m1}$ ,  $\Delta u_{m2}$ ,  $\Delta u_{m3}$  – значения деформации упругих элементов.

Численные результаты решения задачи получены на примере графиков зависимости значений параметров от упругости резинового амортизатора. На рис.3 представлены графики зависимости коэффициента упругости резинового амортизатора узла лапки от соотношения коэффициентов упругости пружины и шиваемых материалов и значения общей массы. Из анализа графиков (рис. 3) следует отметить, что при общей массе  $5,0 \cdot 10^{-1}$  кг и

при увеличении взаимных соотношений общих коэффициентов упругости нажимной пружины и сшиваемых материалов от 0,5 до 1,5 уменьшается, при линейной зависимости коэффициент упругости резинового амортизатора уменьшается с  $1,8 \cdot 10^3$  Н/м до  $0,76 \cdot 10^3$  Н/м. Основная причина этого в том, что чем выше упругость пружины сжатия и чем мягче резина, тем ниже коэффициент упругости резины. Соответственно, с увеличением общей массы механизма лапки необходимо увеличивать упругость амортизатора.



$$1 - m_{общ} = 8,6 \cdot 10^{-1} \text{ кг}; 2 - m_{общ} = 6,8 \cdot 10^{-1} \text{ кг}; 3 - m_{общ} = 5,0 \cdot 10^{-1} \text{ кг};$$

**Рис.3. Графики зависимости коэффициента упругости резинового амортизатора узла лапки от соотношения коэффициента упругости пружины сжатия и сшиваемого материала и значения общей массы**

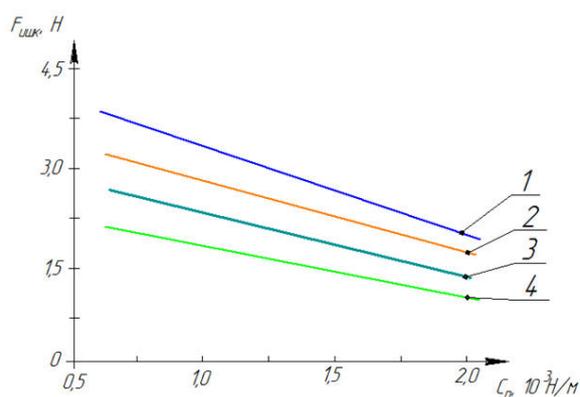
Поэтому, чтобы значения  $\Delta u_{п}$  не превышали  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м, рекомендуется  $c_{пр} = (1,8 \div 2,0) \cdot 10^3$  Н/м,  $c_{ск} = (2,2 \div 2,6) \cdot 10^3$  Н/м,  $m_{общ} = (7,5 \div 8,0) \cdot 10^{-1}$  кг.

Известно, что сила трения между лапкой и сшиваемой тканью в основном зависит от силы давления тканей. Так, при расчете силы давления влияют стержень механизма лапки, пружина сжатия, вес составной лапки, а также упругая сила пружины и резинового амортизатора.

Сила трения между реакцией и газом соответственно составляют [100]:

$$F_{тр} = f F_c = f [(m_{ст} + m_{пр} + m_{вл} + m_{нл} + m_p)g - c_{пр}\Delta u_{пр} - c_p\Delta u_p] \quad (4)$$

Согласно анализу построенных графических зависимостей, при увеличении коэффициента упругости резинового амортизатора узла лапки с  $0,71 \cdot 10^3$  Н/м до  $2,1 \cdot 10^3$  Н/м, сила трения между лапкой и тканью линейно снижается с 4,19 Н до 2,1 Н. При этом коэффициент упругости пружины толкателя был принят равным  $1,6 \cdot 10^3$  Н/м. Если этот коэффициент упругости  $C_{пр}$  увеличить до  $2,5 \cdot 10^3$  Н/м, значения силы трения существенно уменьшаются, в том числе значения  $F_{тр}$  уменьшаются с 3,73 Н до  $0,83 \cdot 10^3$  Н/м в линейной зависимости. Основная причина этого заключается в том, что по мере увеличения упругости пружины сжатия влияние силы трения резинового амортизатора существенно снижается. Известно, что высокие значения  $F_{тр}$  в процессе шитья приводят к получению качественных швов.



$$1 - C_{пр} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; 2 - C_{пр} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \\ 3 - C_{пр} = 1,9 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \\ 4 - C_{пр} = 2,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; 1 - C_{пр} = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

**Рисунок 4. Графики зависимостей, отображающие влияние значений коэффициента упругости резинового амортизатора рекомендуемого состава на изменение силы трения между лапкой и пришиваемым материалом**

Но если сила трения слишком велика, материал сжимается, нагрузка на рейку увеличивается. Поэтому рекомендуемые значения:

$$C_{np} = (1,2 \div 2,0) \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \quad C_{np} = (2,2 \div 2,5) \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

Соответственно, при увеличении коэффициента трения  $f$  между лапкой и тканью на  $m_{вл} = 7,2 \cdot 10^{-1}$  кг значения силы трения увеличиваются с 0,74 Н до 4,53 Н в линейной зависимости. Поэтому, как отмечалось, для обеспечения достаточной силы трения между поверхностью нижней части лапки сшиваемым материалом рекомендуются следующие значения параметров  $M_{вл} = (6,5 \div 7,0) \cdot 10^{-1}$  кг;  $f = (0,1 \div 0,16)$ .

Он создает необходимую силу трения между слоях материала, чтобы кикер достаточно их прижимал. Толщина и плотность материала неоднородны. Поэтому по мере необходимости происходит вертикальное колебание стержня. Эти колебания недостаточно реализованы в существующих швейных машинах.

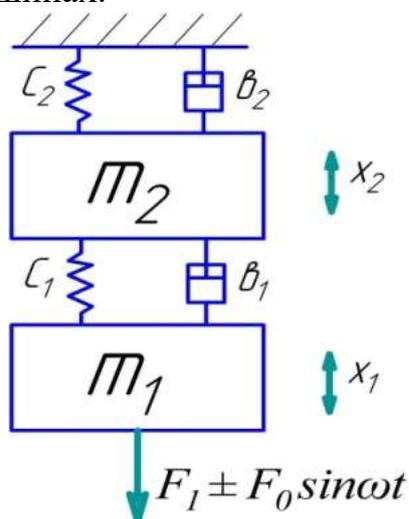


Рис.5. Расчетная схема колебательной системы

Система дифференциальных уравнений, представляющая законы вибрации масс стержневой части механизма лапки и нижней пластины детали, определяется следующим образом:

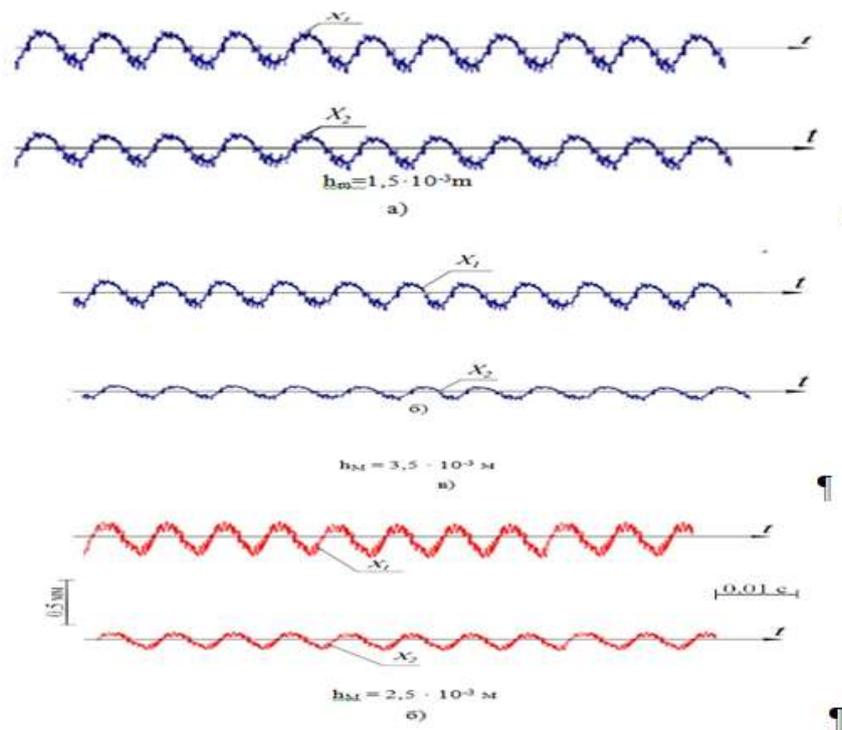
$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \frac{dx_1}{dt} + b_2 \frac{dx_2}{dt} - c_1 x_2 + c_1 x_1 = F_1 \pm F_0 \sin \omega t;$$

$$(m_{ст} + m_{пр} + m_o + m_{верх}) \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (b_1 + b_2) \frac{dx_2}{dt} - b_1 \frac{dx_1}{dt} - (c_1 + c_2) x_2 - c_1 x_1 = 0 \quad (5)$$

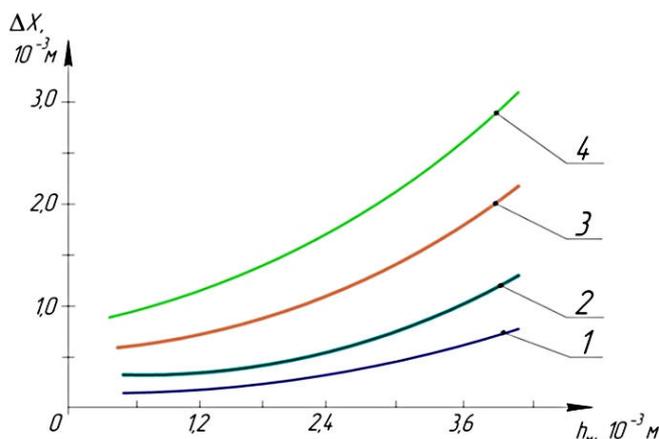
Коэффициенты упругости;  $b_1, b_2$  – коэффициенты диссипации резинового амортизатора и пружины;  $x_1, x_2$  – значения перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$ ;  $F_1, F_0$  – постоянная и переменная составляющие толщину сшиваемых материалов;  $m_{ст}$  – масса стержня,  $m_{пр}$  – масса пружины,  $m_o$  – общая масса,  $m_{верх}$  – масса верхней части лапки и шарнира. Сила удара, реакции или давления на лапки сшиваемых материалов напрямую связана с их вибрациями, которые представлены на рисунке 6.

Анализ полученных закономерностей показал, что амплитуда вибрации стержневой части нижней пластины составной массы лапки увеличивается с увеличением толщины сшиваемого материала. Следует отметить, что

поскольку диссипационная способность резинового амортизатора выше, чем диссипационная способность пружины стержневой части, условия вибрации масс  $m_1$  и  $m_2$  (рис. 6) имеют разность фаз между  $x_1$  и  $x_2$ . Эти значения пространственного смещения достигают  $\pi/6$ .



**Рисунок 6. Закономерности колебаний пластины составной лапки и стержневой части в зависимости от толщины сшиваемых материалов**



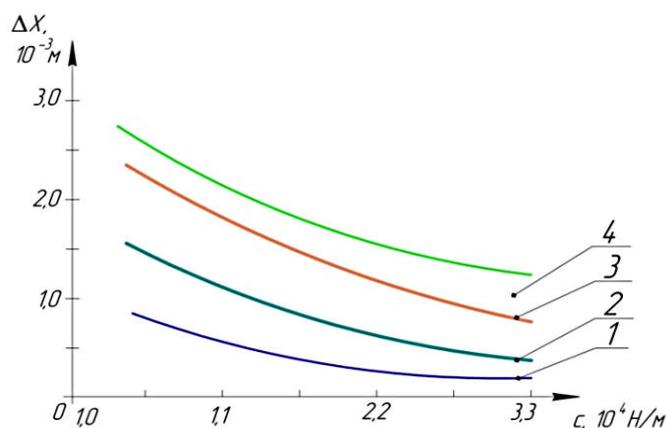
1,2 -  $\Delta x_2 = f(h_M)$ ; 3,4 -  $\Delta x_1 = f(h_M)$ ;  
 1,3 -  $m_1 = 0,25 \cdot 10^{-1}$  кг;  $m_2 = 4,6 \cdot 10^{-1}$  кг;  
 2,4 -  $m_1 = 0,18 \cdot 10^{-1}$  кг;  $m_2 = 3,1 \cdot 10^{-1}$  кг

**Рис.7. Графики зависимости диапазонов вибрации масс стержневой части и пластины узла лапки от толщины сшиваемого материала (технологическое сопротивление)**

На основе анализа графиков видно, что при увеличении значений суммарной толщины сшиваемой ткани от  $1,5 \cdot 10^{-3}$  м до  $4,0 \cdot 10^{-3}$  м и значений масс  $m_1 = 0,25 \cdot 10^{-1}$  кг и  $m_2 = 4,6 \cdot 10^{-1}$  кг, значения диапазона вибрации нижней пластины составной лапки  $\Delta x_1$  увеличивается с  $0,4 \cdot 10^{-3}$  м до  $2,2 \cdot 10^{-3}$  м при нелинейной зависимости, соответственно, значения диапазона вибрации массы стержневой части  $\Delta x_2$  увеличивается от  $0,065 \cdot 10^{-3}$  м до  $0,43 \cdot 10^{-3}$  м по нелинейной закономерности (рис.7, графики 1, 3).

В технологии шитья тканей вибрация вала с большой амплитудой не только увеличивает сминание поверхности тканей и вызывает

неравномерность движения ткани из-за резкого изменения силы трения, рвутся нити, пропускается стежки. Поэтому, чтобы диапазон вибрации пластины лапки не превышал  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  м, желательно, чтобы общая толщина сшиваемых материалов составляла  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  м.



1 -  $\Delta x_2 = f(c_2)$ ; 2 -  $\Delta x_2 = f(c_1)$ ;  
3 -  $\Delta x_1 = f(c_2)$ ; 4 -  $\Delta x_1 = f(c_1)$

**Рис.8. Графики зависимости диапазонов колебаний стержневой части узла лапки и массы пластины и коэффициентов упругости пружины и резиновых амортизаторов**

Следует отметить, что в двухмассовой колебательной системе важно максимально демпфировать амплитуду основной массы. В рассматриваемой системе массу стержневой части  $m_2$  желательно уменьшить на диапазон вибрации  $\Delta x_2$ . Потому что уменьшение  $\Delta x_2$  уменьшает величину расхода за счет уменьшения силы инерции. Это также достаточно снижает шум.

Анализируя построенные графических зависимостей (рис. 8), при увеличении значения коэффициента упругости резинового амортизатора с  $0,65 \cdot 10^4$  Н/м до  $3,3 \cdot 10^4$  Н/м, значения диапазона вибрации пластин уменьшаются с  $2,56 \cdot 10^{-3}$  м до  $1,27 \cdot 10^{-3}$  м в нелинейной зависимости, а значения  $\Delta x_2$  уменьшаются с  $1,44 \cdot 10^{-3}$  м до  $0,41 \cdot 10^{-3}$  м (рисунок 8, графики 2, 4). В то же время интенсивность снижения  $\Delta x_1$  и  $\Delta x_2$  снижается при увеличении значений коэффициента упругости пружины стержня. При этом с увеличением  $c_2$  значения  $\Delta x_1$  линейно уменьшаются от  $2,4 \cdot 10^{-3}$  м до  $0,85 \cdot 10^{-3}$  м, а значения  $\Delta x_2$  будет уменьшаться только от  $0,83 \cdot 10^{-3}$  м до  $0,31 \cdot 10^{-3}$  м. (рисунок 8, графики 1, 3).

Значит, для эффективного снижения диапазона вибрации пластины коэффициент упругости резинового амортизатора целесообразно выбирать исходя из  $c_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  Н/м и  $c_2 \geq (2,8 \div 4,0) \cdot 10^4$  Н/м. В этом случае диапазон вибрации пружины стержня существенно сокращается.

При демпферировании вибраций вместо пружины желательно использовать резиновый амортизатор.

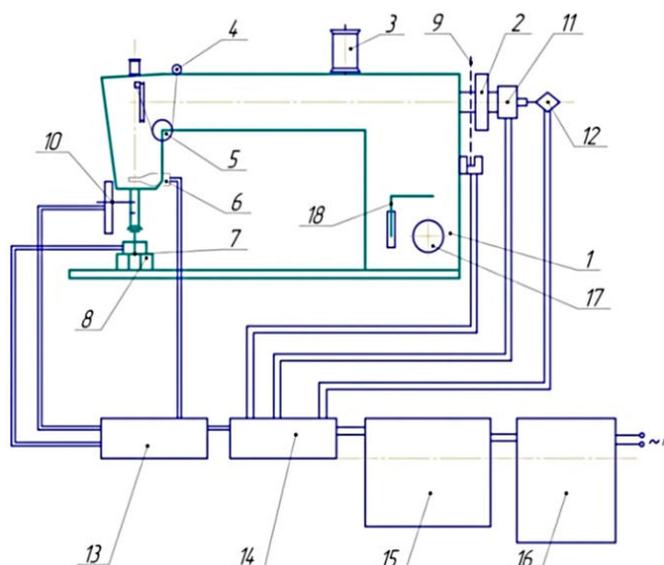
Для обеспечения амплитуд вибрации нижней пластины составной лапки и амплитуду колебаний массы стержневой части  $\Delta x_2 \leq (0,22 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$  м и  $\Delta x_1 \leq (0,85 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  м, рекомендуется  $b_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Нс/м и  $b_2 \geq (1,5 \div 2,1)$  Нс/м.

Третья глава диссертации, озаглавленная «**Совершенствование конструкции узла лапки швейной машины и расчет ее параметров**», относится к экспериментальным исследованиям и дает анализ цели, задач, методики и результатов экспериментов. В ней представлены электротензометрическая схема измерения частоты вращения главного вала,

нагрузки, давления и вибрации, типы измерительных приборов, характеристики марок резины для амортизаторов, результаты полнофакторных экспериментальных исследований.



**Внешний вид швейной машины с составной лапкой резиновым амортизатором и измерительными приборами и электро тензометрическая схема**



1 – швейная машина ZOJE; 2 – ведущий шкив ременной передачи; 3 – ниточная катушка; 4 – направляющая; 5 – натяжитель нити; 6 – измеритель натяжения нити; 7 – тензодатчик для измерения силы, приходящей на лапку; 8 – датчик «Холл», измеряющий частоту вращения главного вала; 9 – составная лапка; 10 – реохордовый датчик, для измерения вибрацию лапки; 11 – электрическая розетка; 12 – тахогенератор; 13 – усилитель напряжения 14 – преобразователь LTR – 154; 15 – осциллограф; 16 – компьютер; 17 – преобразователь шага строчек; 18 – механизм реверсивной подачи ткани.

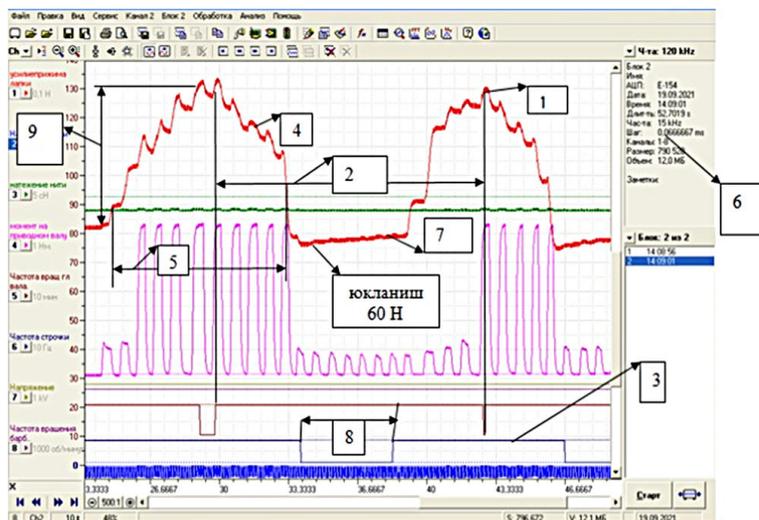
**Рис.9. Электротензометрическая схема**

Также частота вращения главного вала измерялась датчиком «Холл» 8, а крутящий момент – тензодатчиками полумостового типа. Принятый сигнал передается на усилитель напряжения 13, а затем записывается на цифровой осциллограф через цифровой преобразователь 14 (LTR – 154).

Мы выбрали резину 1019-3 для изготовления подушек и демпферов для гашения вибраций. В зависимости от выбора состава вулканизируемого материала твердость варьируется от 40 до 60 МПа. При этом его коэффициент упругости варьируется в пределах  $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^4$  Н/м.

Результаты получены в виде осциллограмм.

В том числе: на рис. 10 показан закон изменения силы удара в зависимости от составной лапки.



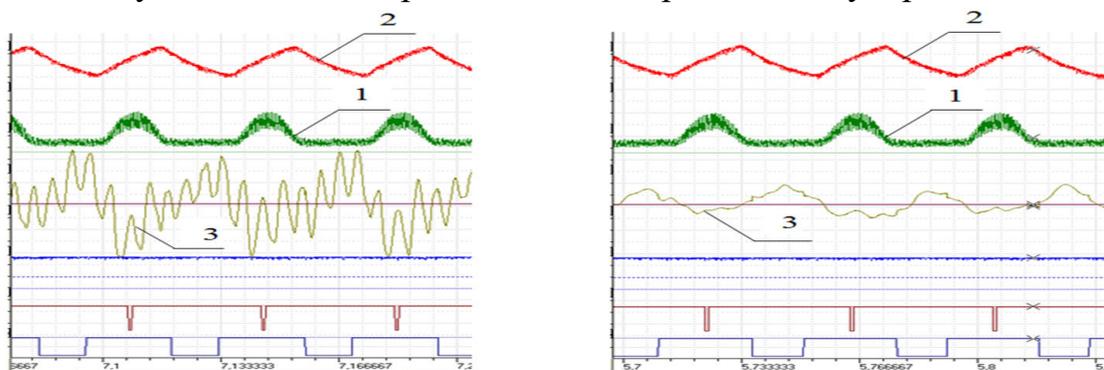
шаг стежка – 2,5 мм; заданная сила – 60 Н;  $n_{вл} = 2000$  об/мин.

**Рис.10. Закон изменения силы удара, приходящей на реакцию лапки**

В осциллограмме по закону действующих сил 1 – максимальная величина сил; 2 – один оборот главного вала; 3 – положение иглы относительно пластины; 4 – показано изменение силы удара при перемещения материала, то есть закон вибрации, шаг изменения нагрузки находится в пределах от 23,43 до 33,33 (где шаг умножается на 0,067 миллисекунды, он становится 0,93 сек.). За это время будет 13 импульсов изменения вибрации лапки (линия 4). В точке 7 (рис. 10) игла проходит через материал и образует петлю, время которой определяет нижнее положение иглы (в 8-м интервале).

Осциллограммы представлены на рисунке 11, чтобы увидеть влияние резинового амортизатора, используемого для снижения вибраций лапки, особенно скорости вибрации.

Вибрации Теркі, особенно для того, чтобы увидеть скорость мусора, особенно для уменьшения вибрации, дают вибрационные удары.



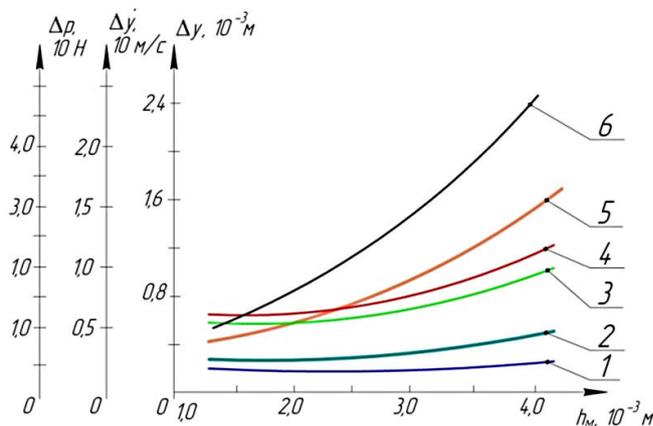
1 – при использовании существующей лапки; 2 – при использовании рекомендуемой лапки с резиновым амортизатором

**Рисунок 11. Осциллограммы, представляющие законы изменения нагрузки, перемещения и скорости существующий и рекомендуемый лапки**

Из полученных осциллограмм видно, что при использовании существующего и рекомендуемого вариантов лапки законы нагружения и смещения лапки близки друг к другу, а изменение скорости лапки снижается практически до  $(2,0 \div 2,5)$  раза в рекомендуемом варианте. Поэтому диссипативное свойство резинового амортизатора существенно снижает его скорость.

Увеличение толщины сшиваемого материала соответственно приводит к тому, что амплитуда колебаний существующих и составной лапки, а также его скорость и нагрузка увеличивают амплитуду колебаний нелинейным образом.

При увеличении толщины слоев ткани  $h_m$  до значений  $(1,5 \div 4,0) \cdot 10^{-3}$  м амплитуда колебаний лапки увеличивается в пределах  $(0,1 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$  м в существующей лапки, и значения  $A_y$  в составной лапки увеличиваются в пределах  $(0,15 \div 0,4) \cdot 10^{-3}$  м. По мере увеличения толщины ткани амплитуда колебаний увеличивается в зависимости от их упруго-диссипативных свойств. При этом колебание скорости существенно возрастает: в существующей лапки она увеличилась с 3,73 м/с до 25,8 м/с, а в составной лапки, значение  $\Delta \dot{y}$  увеличивается с 2,4 м/с до 14,1 м/с. При использовании резинового амортизатора амплитуда вибрации колеса уменьшается до  $(10 \div 15) \%$ , амплитуда вибрации скорости снижается почти  $(1,2 \div 1,5)$  раза.



$$1, 2 - \Delta y = f(h_m); 3, 4 - \Delta \dot{y} = f(h_m); 5, 6 - \Delta p = f(h_m)$$

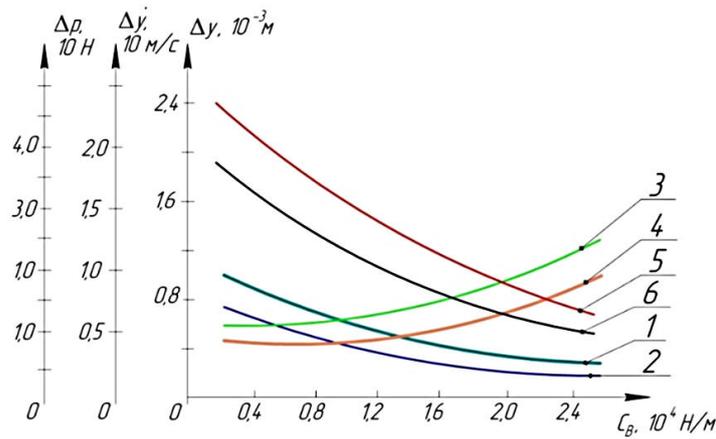
1,3,5 – для рекомендуемой лапки с амортизатором; 2,4,6 – для существующей лапки.

**Рис.12. Графики зависимости загрузки, перемещения и скорости амплитуды вибрации существующих и рекомендуемых составной лапки от толщины сшиваемых материалов**

Так, чтобы амплитуда вибрации не превышала  $(0,25 \div 0,35) \cdot 10^{-3}$ , рекомендуется, чтобы толщина сшиваемых материалов составляла  $h_m \leq (3,5 \div 4,0) \cdot 10^{-3}$  м.

Соответственно, значения амплитуды колебаний скорости лапки уменьшаются с  $h_m = 17,1$  м/с до 4,6 м/с в нелинейной зависимости, а при  $h_m = 4,0 \cdot 10^{-3}$  м, уменьшается с 22,3 м/с до 6,1 м/с. Из-за диссипативных свойств резины недостатки  $\Delta \dot{y}$  существенны (рис. 13).

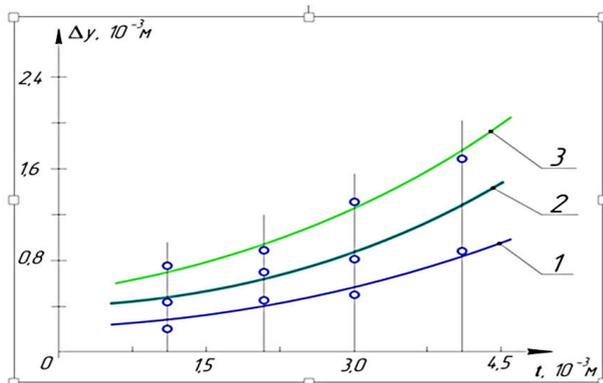
С целью уменьшения амплитуды вибрации, нагрузки, перемещения и скорости, рекомендуется упругость резинового амортизатора в пределах  $(1,2 \div 2,0) \cdot 10^4$  Н/м. Как упоминалось выше, с увеличением диссипативной коэффициента, вязкости резинового амортизатора, уровень поглощения его вибраций увеличивается.



1,3,5 – толщина материала  $n_m=4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   
 2,4,6 – толщина материала  $n_m=2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

**Рис.13. Графики зависимости величин упругости, нагрузки, перемещения и скорости резинового амортизатора рекомендуемой составной лапки от амплитуды вибрации**

Следует отметить, когда начальная нагрузка увеличивается, также увеличивается уровень деформации резинового амортизатора, поэтому амплитуда колебаний лапки увеличивается при силы загрузки амортизатора. Соответственно, значения  $\Delta p$  также увеличиваются и достигают 23,5 Н. Для уменьшения амплитуду вибрации рекомендуется начальная нагрузка  $P_H \leq (50 \div 55) \text{ Н}$ .



1 –  $h_p = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; 2 –  $h_p = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; 3 –  $h_p = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

**Рис.14. Графики зависимости амплитуды вибрации составной лапки швейной машины от шага строчки**

Анализируя графики (рис.14), следует отметить, что амплитуда вибрации составной лапки нелинейно возрастает при увеличении шага строчки от  $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  в процессе шитья.

Для снижения амплитуды вибрации рекомендуемой лапки с амортизатором, желательно иметь шаг стежков в сшиваемых материалах принимать  $Z \leq (2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$  и толщину амортизатора  $h_p = (1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Показано, что на процесс влияет ряд факторов, из которых по рейтингу были выбраны следующие входные факторы:  $X_1=1,5-2,5 \text{ мм}$ , толщина резинового амортизатора  $X_2=2-5 \text{ мм}$ , длина стежка ( $l$ );  $X=40-60 \text{ Н}$ , сила давления лапки ( $P$ ).

$$\hat{y} = 3.2 - 1.02x_1 + 0.22x_2 + 0.93x_3 - 0.24x_1x_2 + 1.5x_1x_3 + x_2x_3 - 1.3x_1x_2x_3$$

По результатам анализа построенных графических зависимостей определены следующие оптимальные значения коэффициентов: толщина амортизатора составной лапки –  $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; длина стежка должна быть

не более –  $(2,5 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$  м; сила давления лапки не превышала –  $(45 \div 50)$  Н.

Производственные испытания проводились на предприятиях ООО «Гайрат чодак», ООО «Шофиркон экваториал текс» и ООО «Парвозтекс» Бухарской области.



а – вид лапки



б – процесс шитья на рекомендуемой швейной машине

**Рис.15. Вид прижимной лапки швейной машины**

**Таблица 1**

**Частота и амплитуда вибрации при числе оборотов главного вала универсальной швейной машины 4000 об/мин.**

№	Показатели	Амплитуда колебаний лапки швейных машин, $10^{-3}$ м	Частота колебаний лапки швейных машин, Гс
1	Результат полученный для узла лапки на существующий швейной машине, 2 слоя	0,58	65
2	Результат полученный при шитье ткани 3-х слоя	0,66	54
3	Результат полученный при шитье ткани 4-х слоя	0,72	43
4	Результат рекомендуемой конструкции узла лапки, 2 слоя	0,32	56
5	Результат полученный при шитье ткани 3-х слоя	0,37	37
6	Результат полученный при шитье ткани 4-х слоя	0,41	29

При сравнении полученных показателей таблицы 1 с существующими установлено, что амплитуда вибрации рекомендованной составной лапки резиновым амортизатором снижается в  $(1,8 \div 2,0)$  раза по сравнению с амплитудой вибрации при сшивании двухслойных ткани, а при пошиве четырехслойных ткани она уменьшалась на  $(1,3 \div 1,5)$ . Также установлено, что

частота вибрации рекомендованной составной лапки резиновым амортизатором снижена в (1,2÷1,3) раза по сравнению с существующей лапкой.

В существующей машине при частоте вращения главного вала 4000 об/мин, при шитье ткани толщиной  $3,5 \cdot 10^{-3}$  м (длина ткани 10 м) происходила пропуски стежков, обрыв ниток и поломка иглы. В предлагаемая швейная машина почти не имела этих недостатков. Это условие наблюдалось также при высокой скорости и при шитье ткани длиной  $4,5 \cdot 10^{-3}$  м. При использовании составной лапки с резиновым амортизатором не было ни обрывов нити, ни пропуска стежков, ни поломок иглы. Кроме того, при шитье толстых тканей не образовывалась складки.

Годовая экономическая эффективность модернизированной швейной машины составной лапкой с резиновым амортизатором в результате ее применения на швейном предприятии ООО «Шофиркон экваториал текс» составляет 543 182,98 тыс.сум, на швейном предприятии «Гайрат чодак» 5149,92 тыс.сум, ООО «Парвозтекс» 554846.56 тыс.сум.

По результатам исследований опубликован ряд научных работ автора [125...132]. В исследовании также использовали Интернет-данные. [133].

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. На основе анализа разработана конструктивная схема высокоэффективного узла составной лапки с резиновым амортизатором, обеспечивающая качество высокопроизводительного шитья, пропуски стежка, сминание ткани, обрыва нити.

2. Получена формула для определения силы давления лапки на ткани и определены значения с учетом жесткости пружины стержневой части узла лапки швейной машины, общего веса, упругости и толщины сшиваемой ткани. Максимальная сила давления на сшиваемые ткани зависит от свойств тканей, то есть их упругости и общей толщины. Установлено, что максимальное значение сила давления находится в диапазоне  $(45 \div 52)n$  при пошиве двухслойных тканей с различными характеристиками, в том числе джинсовых и костюмных тканей. А вот максимальное давление резко снижается при использовании составной лапки с амортизатором.

3. Рекомендуемыми формулами для определения упругости резинового амортизатора составной лапки швейной машины и силы трения между лапкой и сшиваемым полотном соответственно определены с учетом стержня механизма лапки, пружины, верхняя и нижняя части узла лапки и масса резинового амортизатора, коэффициенты упругности сшиваемых материалов, значения деформации.

4. Получены графики зависимости коэффициента упругости резинового амортизатора с составной лапкой от соотношения коэффициентов пружины сжатия и коэффициента упругости сшиваемых материалов, а также значения общей массы. Высокие значения деформации резинового амортизатора увеличивают амплитуду вибрации силы давления ткани, изменяется трение,

снижается качество получаемого стежка. Поэтому, чтобы значения  $\Delta u_r$  не превышали  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м, рекомендуется значения в диапазоне  $c_{тр} = (1,8 \div 2,0) \cdot 10^3$  Н/м,  $c_{мк} = (2,2 \div 2,6) \cdot 10^3$  Н/м,  $m_{общ} = (7,5 \div 8,0) \cdot 10^{-1}$  кг.

5. Получены графики зависимости коэффициента трения между лапкой и сшиваемой ткани от силы трения. Для обеспечения достаточной силы трения между поверхностью нижней части лапки и сшиваемой ткани рекомендуются следующие значения параметров:  $M_{общ} = (6,5 \div 7,0) \cdot 10^{-1}$  кг,  $f = (0,1 \div 0,16)$ .

6. Получены расчетная схема и математическая модель, отображающая колебания стержневой части составной лапки швейной машины и нижней пластины швейной машины. На основе численного решения определены законы вибрации.

7. Построены графики зависимости диапазонов вибрации стержневой части узла лапки и масс пластины от толщины сшиваемого полотна (технологического сопротивления). Для того чтобы диапазон вибрации пластины лапки не превышал  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  м, целесообразно, чтобы общая толщина сшиваемых материалов составляла  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  м.

8. Получены графики зависимости амплитуд колебаний масс стержневой части лапки и пластины от коэффициентов диссипации (рассеивания) пружины и резиновых амортизаторов. С учетом того, что диссипативное свойство резинового амортизатора лапки выше, чем у пружины, для обеспечения амплитуды колебаний массы нижней пластины лапки и массы стержневой части равными  $Ax_1 \leq (0,22 \div 0,25) \cdot 10^{-3}$  м и  $Ax_1 \leq (0,85 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$  м рекомендуется принимать  $b_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Нс/м и  $b_2 \geq (1,5 \div 2,1)$  Нс/м.

9. Тензометрическим методом были получены осциллограммы, отражающие влияние изменения средней упругости амортизатора с рекомендуемым механизмом лапки на его нагружение и вибрацию. Выбрана марка резины 1039-3, соответствующая рекомендуемым коэффициентам упругости и диссипации резины для амортизатора лапки  $C_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  Н/м и  $b_1 \geq (2,5 \div 3,0)$  Нс/м.

10. На основе анализа результатов эксперимента построены графики зависимости амплитуды вибрации вала от частоты вращения главного вала. Согласно ему, для обеспечения того, чтобы амплитуда вибрации вала не превышала  $(1,0 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$  м, частота вращения главного в существующей машине  $n_{гв} \leq (1000 \div 1500)$  об/мин, при использовании лапки рекомендованного состава частота вращения главного вала обеспечивается  $n_{гв} = (4500 \div 5000)$  об/мин.

11. С увеличением силы давления лапки значения амплитуды вибрации скорости и диапазонов нагрузки возрастают по нелинейному закону. С целью снижения амплитуды вибрации лапки рекомендуется исходную нагрузку  $P_n \leq (50 \div 55)$  Н.

12. Построены графики зависимости амплитуды колебаний лапки швейной машины рекомендованного состава от шага строчки. В целях снижения амплитуды вибрации рекомендуемой амортизирующей лапки желательно иметь шаг строчек сшиваемого материала принимать  $Z \leq$

$(2,5\div 3,0)\cdot 10^{-3}$  м и толщину амортизатора  $h_r = (1,5\div 2,0)\cdot 10^{-3}$  м.

13. В результате полнофакторных экспериментальных исследований определены оптимальные значения факторов: толщина амортизатора лапки должна быть не меньше –  $(1,5\div 2,0)\cdot 10^{-3}$  м, длина стежка не меньше –  $(2,5\div 3,0)\cdot 10^{-3}$ , а сила давления лапки не превышала  $(45\div 50)$  Н.

14. По результатам сравнительных испытаний модернизированной швейной машины лапкой рекомендованного состава с резиновым амортизатором не выявлено случаев обрыва нити, поломки иглы или сминания ткани при различной толщине и производительности, амплитуды вибрации лапки уменьшилась  $(1,5\div 1,8)$  раза, частота в  $(1,2\div 1,3)$  раза, ресурс работы увеличился на  $(20\div 25)\%$ , прочность шва увеличилась в  $(1,5\div 2,0)$  раза.

15. Годовая экономическая эффективность модернизированной швейной машины лапкой рекомендованного состава с резиновым амортизатором в результате ее применения на швейном предприятии ООО «Шофиркон экваториал текс» составляет 543182,98 тыс.сум, на швейном предприятии ООО «Гайрат чодак» 5149,92 тыс.сум, в производственном предприятии ООО «Парвозтекс» 554846,56 тыс.сум. По результатам исследования опубликован ряд научных работ автора [125...132]. А также при проведении исследования был использован ряд данных Интернета [133].



**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING SCIENTIFIC  
DEGREES PhD.03/29.10.2021.T.101.03 AT  
BUKHARA ENGINEERING-TECHNOLOGICAL INSTITUTE**  

---

**BUKHARA ENGINEERING-TECHNOLOGICAL INSTITUTE**

**BOZOROVA FARIDA MAXMUDJONOVNA**

**IMPROVEMENT OF THE CONSTRUCTION OF THE SEWING  
MACHINE BEARING UNIT AND CALCULATION OF ITS  
PARAMETERS**

**05.02.03 - Technological machines. Robots, mechatronics and robotics systems**

**DISSERTATION ABSTRACT  
of the Doctor of Philosophy (PhD) in Technical Sciences**

**Bukhara – 2025**

**The topic of the Doctor of Philosophy (PhD) dissertation in technical sciences is registered with the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan under the number B2020.2.PhD/T1603.**

The dissertation has been completed at Bukhara Engineering-Technological Institute

The abstract of the dissertation is posted on the web page of the Scientific Council Bukhara engineering-technological institute [www.bmti.uz](http://www.bmti.uz) and on “ZiyoNet” Information and Educational Portal [www.ziynet.uz](http://www.ziynet.uz).

**Scientific supervisor:** **Djurayev Anvar Djurayevich**  
Doctor of Science in Technology, Professor

**Official opponents:** **Baxodirov Gayrat Ataxanovich**  
candidate of technical sciences, professor

**Mirzaumidov Asilbek Shuxratjonovich**  
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor

**Leading organization:** **Institute for scientific research of fiber crops**

The dissertation defense will take place at a one-time meeting of the Scientific Council «17» 01 2025 at 10<sup>00</sup> o'clock at the meeting of the Scientific Council PhD.03/29.10.2021.T.101.03 at Bukhara Engineering-technological institute (Address: 100118, 15. Qayum Murtazoev street, Bukhara, Administrative building of Bukhara Engineering-Technological Institute. Tel. +998-65-223-78-84, faks: +998-65-228-76-75; E-mail: [bmti\\_info@edu.uz](mailto:bmti_info@edu.uz)).

The dissertation could be reviewed at the Information-resource centre (IRC) of Bukhara Engineering-technological Institute (registration number №\_\_). Address: 100100, 15. Q.Murtazoev street, Bukhara. Phone: (+998-65) 223-78-84, fax: (+998-65) 228-76-75.

Abstract of the dissertation sent out on “\_\_” ..... 2025.

(mailing report № \_\_ on “\_\_” ..... 2025 year).

**H.Q. Rakhmonov**

Chairperson of the Scientific Council  
awarding of scientific degrees, Doctor of  
Science in Technology, Professor

**R.X.Nurboyev**

Scientific secretary of the Scientific Council  
awarding scientific degrees, Candidate of  
Technical Sciences, Professor

**S.S.Musaev**

Chairperson of the scientific seminar  
under Scientific Council awarding scientific  
degrees, Candidate of Technical Sciences,  
Professor

## INTRODUCTION (abstract of PhD dissertation)

**The purpose of research:** The goal of the research is to develop the design of a sewing machine's pedal unit with a composite, rubber-based shock absorber, and to substantiate its parameters through comprehensive theoretical and experimental studies, ensuring the production of high-quality stitch lines.

**The object of research:** The object of the research is a sewing machine with an efficient design, modernized with a composite, rubber-based shock absorber pedal unit.

**The subject of research:** The subject of the research includes the operating principles of the recommended design of the pedal unit with a composite, rubber-based shock absorber, calculations for ensuring uniform pressure on the fabric being sewn and the toothed rack, vibration dynamics of the pedal, formulas for determining the stiffness of the spring and rubber components, as well as their correlation graphs, recommended parameters, and the quality indicators of the stitch lines.

**The scientific novelty of the study includes the following:**

formulas were obtained to determine the elasticity of the rubber shock absorber as part of the foot assembly of a recommended sewing machine and the friction force between the foot and the fabric. The patterns of increase in the elasticity of stitched materials, compression springs and rubber shock absorbers with an increase in the total mass of the foot, as well as a decrease in the friction force between the plate and the fabric, have been determined.

a mathematical model was obtained that expresses the laws of vibration of the two-mass system of the lower plate of the composite tab and the rod part of the tab assembly; with a numerical solution, the characteristics of the dependence of vibrations on the parameters were determined and parameters were recommended that ensure vibration of the plate with low amplitude.

the law of nonlinear increase in the range of vibration of the rod assembly and plate with an increase in the thickness of the stitched materials has been determined, to ensure the range of vibration of the foot plate not exceeding  $(1,6 \div 1,9) \cdot 10^{-3}$  m, the total thickness of the stitched materials should be  $h_m = (3,0 \div 3,5) \cdot 10^{-3}$  m.

laws for changing the range of vibrations of the rod part of the foot assembly and the masses of the plates were obtained depending on the elasticity coefficients of springs and rubber shock absorbers, it is advisable to set the elasticity coefficient of the rubber shock absorber, which ensures an effective reduction in the vibration range of the plate, at the rate of  $c_1 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^4$  N/m and  $c_2 \geq (2,8 \div 4,0) \cdot 10^4$ . In this case, recommended values are determined that provide a sufficient reduction in the vibration range of the rod spring.

**The objectives of the study are as follows:**

to develop an efficient structural scheme for the sewing machine's composite pedal unit with a rubber shock absorber and to analytically determine the rubber stiffness of the proposed composite rubber shock absorber and the friction force between the pedal plate and the sewn fabrics.

to determine the relationships between the parameters of the composite pedal structure's rubber shock absorber and the spring stiffness in the rod part of the sewing machine, as well as to substantiate their values based on pedal parameters.

to use the electro-tensometric method to identify the vibration dynamics of the pedal's rod unit and plate, depending on the variation of their parameters.

to determine the optimal values of the parameters of the modernized sewing machine based on full factorial experimental studies, and to carry out comparative tests during the production of a prototype sewing machine.

**Reliability of the research results:**

Reliability of the Research Results: The reliability of the research results is ensured by their logical consistency with existing and established fundamental theories, the use of standardized methods and tools in the calculations, the correspondence between the theoretical and experimental findings, and the positive outcomes of production tests on the modernized sewing machine equipped with a composite pedal unit with a rubber shock absorber.

**The structure and volume of the dissertation:**

Structure and Volume of the Dissertation: The dissertation consists of an introduction, four chapters, general conclusions and recommendations, a list of references, and appendices. The total volume of the dissertation is 117 pages.

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

**I bo'lim (I часть; Part I)**

1. Patent UZ №IAP 06694. Tikuv mashinasining tepki uzeli // Djurayev A.Dj, Bozorova F.M, Mansurova M.A, Xudoyberganova M.R, Tursunova G.Sh, // Rasmiy axborotnoma. – 2019. (0292).

2.A.Djurayev, M.A.Mansurova, F.M.Bozorova. Моделирование вынужденных колебаний элементов составной лапки швейной машины. // “Fan va texnologiyalar taraqqiyoti” Ilmiy- texnika jurnali. Namangan, 2019. № 4. 187-191 b (05.00.00. №33)

3. A.Djurayev, F.M.Bozorova. Tepkidagi yukning xususiyatlari haqidagi nazariy farazlar. // “Fan va texnologiyalar taraqqiyoti” Ilmiy–texnikaviy jurnale-mail: [fantt\\_jurnal@umail.uz](mailto:fantt_jurnal@umail.uz). <https://journal.bmti.uz/> Buxoro 2023. №2, 216-220 (05.00.00. №24)

4. A.Djurayev, F.M.Bozorova. Experimental review of the rubber pad of the new design of the sewing machine. // Scientific and Techical Journal Namangan Institute of Engineering and Technology Vol8, Issue 4. 15-21 (05.00.00. №33)

5. A.Djurayev, M.A.Mansurova, F.M.Bozorova. Physical and mechanical calculation of the efficiency of a composite kick shock absorber and the friction force with the material. //Journal of Physics: Conference Series, 2697, 012014, 2024. (01.00.00.№3, Scopus)

6. F.M.Bozorova. Tikuv mashinasi tepki uzeli sterjenli qismi va pastki plastinkasining tebranishlari tahlili. // “Fan va texnologiyalar taraqqiyoti” Ilmiy–texnikaviy jurnale-mail: [fantt\\_jurnal@umail.uz](mailto:fantt_jurnal@umail.uz). <https://journal.bmti.uz/> Buxoro, 2024 № 2. 279-283 b. (05.00.00. №24)

**II bo'lim (II часть; Part II)**

1. F.M.Bozorova, Muxamedjanova S. Simulation of forced vibrations of the elements of a sewing machine's compound foot. //Simulation of forced vibrations of the elements of a sewing machine's compound foot. (<http://www.acta.polito.uz/>)

2. F.M.Bozorova. Self-adjusting foot design. // Cutting edge-science. September, 2020 Shawnee, USA Conference Proceedings. pp. 97-98. [http://doi.org/10.37057/U\\_4](http://doi.org/10.37057/U_4)

3. F.M.Bozorova. Dynamic and Mathematical Models of Motion. // “Legs”, Upper Rack of the Mechanism Fabric Transportation of Sewing Machines” International Journal on orange technologies e-ISSN: 2615-8140|p-ISSN: 2615-7071|Volume: 03 Issue: 06|June 2021.

4.D.S.Mansuri, M.A.Mansurova,F.M.Bozorova. Самонастраивающаяся конструкция лапки швейной машины. // “Mashinashunoslikning dolzarb muammolari va ularning yechimi” Respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi maqolalar to'plami 2-qism Toshkent:2019.143-145 b.

5. F.M.Bozorova, D.S. Mansuri, M.A.Mansurova. Узел прижимной лапки с

диполним упругим элементом механизма перемещения материала швейной машины. //“Paxta to‘qimachilik va yengil sanoat maxsulotlari sifatini ta‘minlashning zamonaviy konseptsiyalari” mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya maqolalar to‘plami. Namangan, 2021. 22-23 aprel. 3-tom 113-116 b.

6. F.M.Bozorova. Considering the movement of the material in the sewing machine, facilitate smooth movement under the foot” International Journal for Innovative Engineering and Management Research, Volume 10, Issue 04, Pages:442-445.

7. А.Джураев, F.M.Bozorova. Динамические модели узлов прижимной лапки механизмов транспортирования материалов швейных машин. // Республиканская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы промышленной инженерии». 20-22 октября 2021 год. Бухара, с.250-253

8. А.Джураев, F.M.Bozorova “ Моделирование вынужденных колебаний элементов составной лапки швейной машины” // Республиканская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы промышленной инженерии». 20-22 октября 2021 год. Бухара, с.419-421

9. A.Djurayev, F.M.Bozorova. Анализ Конструкции Прижимной Лапки Предложенной Конструкции. //Central asian journal of mathematical theory and computer sciences Volume: 03 Issue: 11 Nov 2022 SSN: 2660-5309 <https://cajmtcs.centralasianstudies.org>

10. А.Джураев, F.M.Bozorova. Tikuv mashinasi tepkisi uchun qo‘llaniladigan rezina materiallarning qattiqligini o‘lchash. // “To‘qimachilik va yengil saniatda innovatsion texnologiyalarni joriy qilish istiqbollari” Xalqaro ilmiy-amaliy anjuman to‘plami 1-tom, Nam, 2023. 16-17 may, 100-102 b.

11. А.Джураев, F.M.Bozorova. Qayishqoq rezinali elementi mavjud tavsiya etilgan tepki konstruksiyasi dinamikasining eksperimental tadqiqotlari. // “To‘qimachilik va yengil saniatda innovatsion texnologiyalarni joriy qilish istiqbollari” Xalqaro ilmiy-amaliy anjuman to‘plami 1-tom, Namangan, 2023. 16-17 may, 106-109 b.

12. А.Джураев, F.M.Bozorova. Tepki konstruksiyasining tahlili // “Paxta tozalash to‘qimachilik va yengil sanoat sohalarining texnologiyasini takomillashtirish” xalqaro ilmiy-amaliy anjuman. Termiz, 2023 yil 20-21 oktabr 2-qism 267-270 b.

Avtoreferat “Durdona” nashriyotida taxrirdan o‘tkazildi  
hamda o‘zbek, rus va ingliz tillaridagi matnlarini mosligi tekshirildi.

Bosishga ruxsat etildi: 26.12.2024 Bichimi: 60x84 1/16.  
“Times New Roman” garniturada raqamli bosma usulda bosildi.  
Shartli bosma tabog‘i: 3,7. Adadi 100. Buyurtma № 488.  
Guvoxnoma AI №178.08.12.2010

“Sadriddin Salim Buxoriy” MCHJ bosmaxonasida chop etilgan.  
Buxoro shahri, M. Iqbol ko‘chasi, 11-uy. Tel.: 65 221-26-45

