

**BUXORO DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 RAQAMLI ILMIY KENGASH NEGIZIDA
TUZILGAN BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

**I.KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**

QALANDAROV NAVRO'ZBEK OLIMBAEVICH

**QOVUSHOQ-ELASTIK TAYANCHLARGA O'RNATILGAN VALLNING
DINAMIKASI XUSUSIYATLARI VA DINAMIK KUCHLANISH-
DEFORMATSIYA HOLATI**

01.02.01-Nazariy mexanika

01.02.04-Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi

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

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

**Оглавние автореферата диссертации доктора философии (PhD)
По техническим наукам**

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

Qalandarov Navro'zbek Olimbaevich

Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamikasi xususiyatlari va
dinamik kuchlanish-deformatsiya holati.....3

Каландаров Наврузбек Олимбаевич

Особенности динамики вала установленного на вязкоупругих опорах и
напряженно-деформированного состояния.....21

Qalandarov Navruzbek Olimbayevich

Features of the dynamics of a shaft mounted on viscoelastic supports and the
stress-strain state.....39

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ

List of published works.....44

**BUXORO DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI
HUZURIDAGI ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 RAQAMLI ILMIY KENGASH NEGIZIDA
TUZILGAN BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

**I.KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA
UNIVERSITETI**

QALANDAROV NAVRO'ZBEK OLIMBAEVICH

**QOVUSHOQ-ELASTIK TAYANCHLARGA O'RNATILGAN VALLNING
DINAMIKASI XUSUSIYATLARI VA DINAMIK KUCHLANISH-
DEFORMATSIYA HOLATI**

01.02.01-Nazariy mexanika

01.02.04-Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi

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

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida 2025-06-12 B2025.2.PhD/T3111 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume) universitet veb-saytida ([www.https://bstu.uz/](https://bstu.uz/)) va "Ziyonet" Axborot ta'lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar :

Teshaev Muxsin Xudoyberdievich
fizika-matematika fanlari doktori, professor

Nematov Erkinjon Hamroyevich
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD), dotsent

Rasmiy opponentlar:

Mavlanov Tulkin
texnika fanlari doktori, professor

Dusmatov Olimjon Musurmonovich
fizika matematika fanlari doktori, professor

Yetakchi tashkilot:

Toshkent davlat transport universiteti

Dissertatsiya himoyasi Buxoro davlat texnika universiteti huzuridagi PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 raqamli ilmiy kengashning 2025 yil «21» noyabr soat 10:00 dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 200100, Buxoro shahar, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15. Tel.: (+99865) 223-78-84; faks: (+99865) 223-79-72, E-mail: bstu_info@edu.uz).

Dissertatsiya bilan Buxoro davlat texnika universitetining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№479 raqam bilan ro'yxatga olingan). Manzil: (200100, Buxoro shahri, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15. Tel.: (+99895) 604-44-70).

Dissertatsiya avtoreferati 2025 yil «8» noyabr kuni tarqatildi.

(2025 yil «13» sentabrdagi № 2 raqamli reyestr bayonnomasi).



I.I. Safarov

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash raisi, f.m.f.d, prof

R.A. Sabirova

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash ilmiy kotibi, f.-m.f.b.f.d. (PhD)

Z.I. Boltayev

Ilmiy darajalar beruvchi bir martalik ilmiy kengash qoshidagi bir martalik ilmiy seminar raisi, f.-m.f.d. (DSc), prof

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda tog'-kon, mashinasozlik, aviatsiya, kosmonavtika, oziq-ovqat va transport sanoatida tayanchlarga o'rnatilgan valli konstruksiyalar keng qo'llaniladi. Bunday sanoatlar dunyo mamlakatlarida ko'plab sohalarda faoliyat ko'rsatmoqda. Buning uchun valli konstruksiyalarni mustahkamligini materialning deformatsiyalanish xossalari hisobga olib, nazariy o'rganish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish hamda mazkur jarayonlarda ishlaydigan valli konstruksiyalarni qo'llash yetakchi o'rinlardan birini egallamoqda. Dunyo miqyosida oziq-ovqat iste'molida eng asosiy mahsulot bu un hisoblanadi, bunda don maxsulotlarini qayta ishlash jarayonlarida energiya va resurstejamkor mashinalardan fodalanish hamda ularni amaliyotga joriy etishni taqozo etadi.

Jahonda qovushqoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan resurstejamkor valli konstruksiyalarning yangi avlodini yaratishda materiallarning reologik xususiyatlarini hisobga olgan holda ilmiy-texnikaviy yechimlarni ishlab chiqishga yo'naltirilgan ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Bu borada, xorijiy davlatlarning mashinasozlik va aviasozlik qurilmalardagi konstruktiv elementlarni mustahkamligini ta'minlash hamda vallarda hosil bo'ladigan dinamik kuchlanish va deformatsiyalarni ruxsat etilgan chegarada kamaytirish, zo'riqishlar yig'ilishining eng kichik holatda taqsimlanishini ta'minlovchi ishonchli hisoblash usullarini ishlab chiqishga alohida e'tibor qaratilmoqda. Shu sababli, o'rta va yuqori tezlikda ishlaydigan dastgohlarni har tomonlama o'rganish, ularda amalga oshiriladigan jarayonlarning umumiy qonuniyatlarini izlash, energiya va ishlash samaradorligini majburiy hisoblashga alohida e'tibor berilmoqda.

Respublikamizda texnikaning turli sohalarida ishlatiladigan mexanik qurilmalarda tayanchlarga o'rnatilgan valli mexanizmlardan foydalanib energiya tejamkor texnika va texnologiyalarni ishlab chiqish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda. O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022-yil 30-maydagi PF-144-sonli "O'zbekiston Respublikasi seysmik xavfsizligini ta'minlash tizimini yanada takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"¹ gi Farmonida, jumladan, "Matematika sohasidagi ta'lim sifatini oshirish va ilmiy-tadqiqotlarni rivojlantirish chora tadbirlari to'g'risida" PQ-4708-sonli 2020 yil 7 maydagi Prezident Qarorlarida vazifalar belgilangan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda, jumladan, konstruksiyalarning tebranishlarini kamaytirishga imkon beruvchi parametrlarning barqarorligini ta'minlash, qovushqoq-elastiklik va kompozitlik xususiyatlarini hisobga olib titrashlarni bartaraf etish xususiyatlarini aniqlash metodikasini ishlab chiqish va rivojlantirish muhim ahamiyat kasb etmoqda.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2016 yil 22 dekabrda "Sanoat tarmoqlari korxonalarining jismoniy ishdan chiqqan va ma'naviy eskirgan mashina-uskunalarini jadal yangilash, shuningdek, ishlab chiqarish harajatlarini kamaytirishga oid qo'shimcha chora-tadbirlar to'g'risida"gi PQ-2692-sonli, O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2017 yil 7 iyuldagi "Qishloq xo'jaligi mashinasozligi sohasida ilmiy-texnikaviy bazasini yanada rivojlantirish chora

¹O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022- yil 30-maydagi PF-144-son "O'zbekiston Respublikasining seysmik xavfsizligini ta'minlash tizimini yanada takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi qarori

tadbirlari to'g'risidagi PQ-3117-sonli hamda 2020 yil 30 iyuldagi "O'zbekiston Respublikasi aholisi va hududining seysmik xavfsizligini ta'minlash tizimini tubdan takomillashtirish chora-tadbirlari to'g'risida"gi PQ-4794-sonli va O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining 2020 yil 26 avgustdagi "O'zbekiston Respublikasi Favqulodda vaziyatlarning oldini olish va bunday vaziyatlarda harakat qilish davlat tizimini yanada takomillashtirish to'g'risida"gi 515-sonli qarorlarida hamda mazkur faoliyatga tegishli me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishda ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalar taraqqiyotining ustuvor yo'nalishiga mosligi. Mazkur tadqiqot ishi O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalar rivojlanishining II. "Energetika, energiya va resurstejamkorlik", IV. «Matematika, mexanika, inshootlar seysmodinamikasi va informatika» hamda XIV. «Seysmologiya, binolar va inshootlarning seysmik xavfsizligini qurilish» ustuvor yo'nalishlari doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Vallarni yangi konstruksiyalarini yaratish, ish samaradorligini oshirish, ularni texnik talablar bo'yicha mustahkamligi va deformatsiyaga bardoshligini oshirish hamda ularni strukturaviy, kinematik va dinamik hisoblash usullarini ishlab chiqish bo'yicha jahonning yetakchi ilmiy markazlari va oliy ta'lim muassasalari, jumladan, Lublin tabiiy fanlar universiteti (Polsha), N.V.Rudniskiy nomidagi Shimoliy-sharqiy Federal agrar tadqiqot markazi (Rossiya), Ghent universiteti (Belgiya), I.I.Polzunov nomidagi Altay davlat texnika universiteti, Orenburg davlat universiteti, Stavropol Davlat Agrar universiteti, Tomsk politexnika universiteti, Sankt-Peterburg texnika universiteti, Moskva elektron mashinalar instituti (texnika universiteti), Perm davlat universiteti, Moskva davlat universiteti, Fanlar akademiyasining Novosibirsk bo'limi va boshqalar, Gidromexanika instituti, Ukraina milliy fanlar akademiyasi, S.P. Timoshenko nomidagi mexanika instituti (Ukraina), Oksford universiteti (Angliya), Kaliforniya universiteti (AQSh), Florida universiteti (AQSh), Illinoys universiteti (AQSh), Kornelya universiteti (AQSh), Texas universiteti (AQSh), R.Gandi nomidagi texnika universiteti (Hindiston), Texnologik universitet (Hindiston), Tehron universiteti (Eron), Belarus davlat universiteti (Belorussiya), A.Yassaviy nomidagi Qozoq-turk Xalqaro universiteti (Qozog'iston). Ushbu mamlakatlarning tadqiqot markazlarida turli xil konstruksiyalardagi dinamik jarayonlarni o'rganishga e'tibor qaratilgan.

Dunyo olimlari tomonidan yangi tamoyilli mashina va mexanizmlar konstruksiyalarini, nazariy asoslarini hamda ularni strukturaviy va dinamik hisoblashning maqbul usullarini ishlab chiqish hamda mustahkamligini ta'minlash, energiya va resurstejamkor texnologik qurilmalar yaratish kabi dolzarb masalalarni hal etish borasida bir qator tadqiqotlar olib borilgan. Mahsulot ishlab chiqarish samaradorligini oshirish, texnika va texnologiyalarni yangi turlarini yaratish, energiya va resurstejamkor texnologiyalarni amaliyotga joriy etish, jumladan, tayanchlarda o'rnatilgan vallar konstruksiyasi, ularda hosil bo'ladigan dinamik jarayon samaradorligini oshirishga oid olib borilgan ilmiy-tadqiqotlar asosida natijalar olingan. MDH olimlaridan I.I.Artobolevskiy, K.V.Frolov asarlarida va mashina va mexanizmlar nazariyasi bo'yicha Xalqaro Federatsiya (IFTToMM) qarorlarida mashinalar, mexanizmlarning klassik va zamonaviy nazariyasi hamda

umumiy mashinasozlik oldida turgan muammolar, ularni hal etish yo'llari keng yoritilgan. N.I.Levitskiy, R.F.Nagayev, K.Sh.Xodjaye, L.N. Reshetov, F.L.Litvin, I.I.Vulfson, G.A.Timofeyev, S.Abduraimov va U.A.Djoldasbekovlar ratsional mexanizmlarning konstruksiyalarini yaratish bo'yicha tadqiqotlar olib borib, mexanizmlarning strukturaviy, kinematik va dinamik analizi, sintez qilish usullarini ishlab chiqilgan. X.X.Usmanxodjaye, K.A.Karimov, R.I.Karimov, Sh.P.Alimuxamedov, A.J.Djurayev, X.Turanov va A.Rizayevlar texnologik mashinalarda ishlatiladigan parametrlari o'zgaruvchan va boshqariladigan richagli, planetar, friksion mexanizmlarning nazariy asoslari va konstruksiyalarini ishlab chiqishgan. Maydalash nazariyasini rivojlantirishga maydalagichlarni konstruksiyasini takomillashtirish, hisoblash usullarini, jumladan, yuqori tezlikda maydalash agregatlarini ishlab chiqish bo'yicha S.Negmatov, P.A.Rebinder, G.S.Xodakov, V.I.Revniytsev, P.M.Sidenko, S.E.Andreyev, N.A.Hint, V.N.Blinichev, V.S.Bogdanov va boshqalar ilmiy-tadqiqot ishlarini olib borgan. Ular rahbarligidagi jamoalar materiallarni maydalash muammolari bo'yicha katta hajmdagi ilmiy tadqiqotlar olib boradilar. Biroq, bu tadqiqotlar asosan bo'laklarga bo'lingan bo'lib, muayyan texnologik jarayonlar uchun individual o'ziga xos muammolarni hal qilishga qaratilgan. Minimal energiya sarfi bilan kerakli dispersiya mahsulotini olish uchun materialga ta'sir qilishining oqilona usulini tanlash bo'yicha ilmiy asoslangan takliflar mavjud emas. Har xil turdagi val konstruksiyalarida kuch omillarining qiymatini aniqlash va inersiya kuchlarning ularning kattaligiga ta'sirini baholashning umumiy yondashuvi yo'q, bu o'rta va yuqori tezlikda ishlaydigan mashinalar uchun ayniqsa muhimdir. Ishchi organlarning maydalanayotgan materialga ta'sirining intensivligi va maydalash jarayonining samaradorligi o'rtasida hech qanday bog'liqlik yetarlicha o'rnatilmagan. Shu sababli, o'rta va yuqori tezlikda ishlaydigan val konstruksiyalarini kompleks o'rganish, ularda amalga oshirilgan jarayonlarning umumiy qonuniyatlarini izlash, majburiy energiya va maydalash samaradorligini hisobga olgan holda bunday birliklarni hisoblashning umumiy yondashuvlari juda dolzarb vazifa bo'lib ko'rinadi.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim mussasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Dissertatsiya Buxoro davlat texnika universitetida OT-Atex-2018-373 "Lazer nuri yordamida chigit va paxta urug'larini ajratish texnologik mashinalarining arra silindrli moslamasining ishchi qismining arra tishlarini kesish texnologiyasini ishlab chiqish" amaliy loyihasi (2018-2026 yy) doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val konstruksiyasining dinamik xususiyatlari va dinamik kuchlanganlik - deformatsiya holatini topish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish hamda sonli natijalar olib tahlil qilishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamikasi va uni boshqarish masalalarining qo'yilishi, yechish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamik kuchlanganlik - deformatsiya holatini topish masalalarining qo'yilishi, yechish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan deformatsiyalanuvchi val konstruksiyasining erkin tebranishlarini o'rganish metodikasi va algoritmini ishlab chiqish;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan deformatsiyalanuvchi val konstruksiyasining majburiy tebranishlarida rezonans holatini o'rganish va boshqarish, kuchlanish-deformatsiya amplitudalarini baholovchi amplituda - chastotalar orasidagi bog'lanishni parametrlariga bog'liq holda topish;

qovushoq-elastik rotorlarning chiziqli majburiy tebranishlari va harakatni boshqarish algoritmlarini ishlab chiqish.

Tadqiqotning obyekti sifatida deformatsiyalanuvchan rotatsion vallar va tayanch konstruksiyalari, shuningdek, koaksial rotorlar olingan.

Tadqiqot predmeti dinamik yuklanishlar ta'sirida bo'lgan va qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan deformatsiyalanuvchan val materiallarning reologik xossalarini e'tiborga olgan holda dinamik kuchlanganlik-deformatsiya holati va kritik tezligini topish nazaryasini hamda yechish usullarini rivojlantirish tashkil etildi.

Tadqiqot usullari. Tadqiqot jarayonida nazariy mexanika, deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi va qurilish mexanikasi usullaridan, hisoblash matematikasi, matematik modellashtirish, xususiy hosilali differensial tenglamalarni yechish uchun "muzlatish", o'zgaruvchilarni ajratish, Gauss, Laplas va chekli elementlar usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

ilk marta qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val dinamikasi masalalari qovushoq-elastiklik nazariyasining mumkin bo'lgan ko'chishlar prinsipi va Lagranjning ikkinchi tur differensial tenglamalariga asoslanib matematik qo'yilgan, Laplasning integral almashtirishlari, "Muzlatish", Gauss va Myuller usullari hamda servobog'lanishlar nazariyasi asosida masalalarni yechish metodikasi va algoritmi ishlab chiqilgan;

rotorning o'q bo'yicha ko'chish amplitudasining chastotaga bog'liq o'zgarishi tayanchlar qovushoqlik parametrlariga bog'liq bo'lishi hamda gorizontaal yo'nalishdagi ko'chish amplitudasi vertikal o'q yo'nalishidagi tebranishlar amplitudasidan 25% gacha ko'p bo'lishi topilgan;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan dissipativ bir jinsli bo'lmagan deformatsiyalanuvchi val konstruksiyasining erkin tebranishlar chastotasi haqiqiy va mavhum qismlarining tayanch qovushoqlik amplitudasiga kuchli, qolgan (a, b) parametrlariga esa kuchsiz (1-2%) bog'liq bo'lishi dispersion munosabatlar asosida topilgan;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan dissipativ bir jinsli bo'lmagan deformatsiyalanuvchi val konstruksiyasining kritik tezliklarini yuqori chastotalarda ro'y berishi mumkinligi, dissipativ bir jinsli mexanik sistema uchun esa faqat past chastotalarda ro'y berishi aniqlangan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

mavjud rotatsion vallarning ishlash muddatlari SOLIDWORKS dasturida tekshirilgan hamda ishlab chiqarishda foydalanish holatiga 95-97 % mos ekanligi aniqlangan;

SOLIDWORKS dasturida rotatsion vallarning konstruktiv o'lchamlariga

o'zgartirish hisobiga uning egilishi va yuklanishlarining kamayishi aniqlangan;
rotatsion maydalash mashinalarining yuklanishlarini kamaytirish usullarini ishlab chiqilgan;

markazdan qochma usulda rotatsion vallarni ishlab chiqarishni mahalliyashtirishda quyma tarkibi va ishlov berishning nazariy asoslari belgilangan;

rotatsion vallarni ishlab chiqarish uchun zarur bo'lgan dinamik parametrlar asosida val konstruksiyasini yangi turini ishlab chiqarish bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqilgan;

mahalliy ishlab chiqarishni yo'lga qo'yish uchun "Buxoro mexanika ta'mirlash zavodi" AJda quyma tarkibidagi metallarning optimal tarkibi aniqlandi;

rotatsion vallarni ishlab chiqarishni yo'lga qo'yilish natijasida metall sarfi 2-6 % ga kamaygan;

metall sarfini kamayishi (vallarning massasi kamayishi) natijasida rotatsion vallar hamda harakatlantiruvchi yuritmalarning ishlash muddatlari 12,5-14,5 % ga ortgan;

rotatsion vallarga tushadigan yuklanishlarni kamaytirishning nazariy asoslarini ishlab chiqishda egilishni (deformatsiyalanishni) valning ichki diametriga bog'liqligi matematik yechimi aniqlangan;

Tadqiqot natijalarning ishonchliligi. Chegaraviy shartlarning korrekt qo'yilishi, keltirib chiqarilgan matematik ifodalarning qat'iyligi, asoslangan yechish usullaridan tizimli foydalanilganligi, yechimlarning aniqliligin baholashda boshqa tadqiqotchilar yechimlari bilan taqqoslanganligi va ularning natijalariga mos tushganligi hamda amaliyotga joriy qilinganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarning ilmiy ahamiyati sifatida qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val konstruksiyasining dinamikasi nazariyasini rivojlanishiga salmoqli hissa qo'shish hamda takomillashtirish bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati garmonik va noturg'un yuklanishlar ta'sirida qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan vallning kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini baholashning yangi qonuniyatlarini o'rganish imkonini berishi hamda ishlab chiqilgan usul va hisoblash dasturlari val tebranishi masalalarini yechishga va tadqiq qilishga xizmat qilishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi.

Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamikasi xususiyatlari va dinamik kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holati bo'yicha olingan natijalar asosida:

dissertatsiyada ishlab chiqilgan qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning yuklanishlarini kamaytirish usullaridan "Buxoro mexanika ta'mirlash zavodi" AJda rotatsion vallarni ishlab chiqarishda quyma tarkibining optimal parametrlarini tanlashda foydalanilgan (O'zbekiston Oziq-ovqat sanoat uyushmasining 04.06.2025 yildagi №04-60/06-25 sonli ma'lumotnomasi). Natijada, metall sarfi 2-6 % ga kamaygan, harakatlantiruvchi yuritmalarning ishlash muddatlari 12,5-14,5 % ga ortgan, energiya sarfi 11-13% ga kamayishiga erishilgan;

qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val konstruksiyasining kritik tezligini aniqlash usullaridan Buxoro muhandislik-texnologiya institutida 2024

yilda bajarilgan “Po‘lat materiallarini yeyilishga va korroziyabardoshligini oshiruvchi nanokompozitli metall qoplama bilan qoplash texnologiyasini yaratish” nomli amaliy loyihada foydalanilgan (O‘zbekiston Oziq-ovqat sanoat uyushmasining 04.06.2025 yildagi №04-60/06-25 sonli ma‘lumotnomasi). Natijada, val konstruksiyasini sanoat miqyosida ishlab chiqarishga qo‘llash bo‘yicha deformatsiyalanuvchan valning yuritmalari uchun kinematik va dinamik parametrlarining chegara qiymatlari aniqlanganib, tayanchlarda ishlatiladigan podshipniklarning seriyalari kichraytirilib optimallashtirilgan;

qovushqoq-elastik tayanchlarga o‘rnatilgan vallarda energiya intensivligini ta‘minlovchi konstruksiyalardan I.Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti ilmiy laboratoriyasida don mahsulotlarini maydalashda ishlatiladigan rotatsion vallarning quyma tarkibini aniqlashda foydalanilgan (O‘zbekiston Oziq-ovqat sanoat uyushmasining 04.06.2025 yildagi №04-60/06-25 sonli ma‘lumotnomasi). Natijada, aniqlangan material tarkibiga asosan bug‘doyni maydalash jarayonida ishlatiladigan vallarning qattiq qatlami 8620 AISI 8620 markali ligerlangan po‘lat bo‘lishi va sapfa qismi materialinig optimal parametrlari topilgan.

Tadqiqot natijalarining e‘lon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi bo‘yicha jami 23 ta ilmiy ish chop etilgan, O‘zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining doktorlik (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 11 ta maqola, jumladan, 5 tasi Respublika va 6 tasi xorijiy jurnallarda nashr etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to‘rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 116 betni tashkil etadi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Dissertatsiyaning **kirish** qismida dissertatsiya tadqiqotining dolzarbligi va zaruriyati asoslangan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari, predmeti va ob‘yekti shakllantirilgan. Ilmiy tadqiqotning O‘zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalarni rivojlantirishning ustuvor yo‘nalishlariga muvofiqligi ko‘rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan. Bundan tashqari, olingan natijalarning ishonchliligi asoslanib, ularning ilmiy va amaliy ahamiyati yoritilgan. Tadqiqot natijalarini amaliyotga tatbiq etish, ishning aprobatsiyasi, nashr etilgan ishlar, dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi haqida ma‘lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Qovushqoq-elastik tayanchlarga o‘rnatilgan valning dinamikasi xususiyatlari va dinamik kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holatini o‘rganish bo‘yicha adabiyotlar tahlili”** deb nomlangan birinchi bobida elastik va qovushqoq-elastik tayanchlarga o‘rnatilgan val dinamikasini o‘rganishga bag‘ishlangan adabiyotlar tahlili keltirilgan. Tahlillar asosida quyidagi xulosalar chiqarilgan:

1. Adabiyotlar tahlilidan kelib chiqadiki, valli konstruksiyalarni mexanik sistema sifatida nazariy o‘rganishga katta e‘tibor qaratilmagan. Qovushqoq-elastik

tayanchga o'rnatilgan, erkinlik darajasi chekli bo'lgan mexanik sistema (tayanch va val)ning dinamikasini, ya'ni valli mexanik sistemalar dinamikasini nazariy va amaliy o'rganish zarur.

2. Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan, erkinlik darajasi chekli bo'lgan mexanik sistema (tayanch va vall)ni dissipativ bir jinsli bo'lmagan mexanik sistema sifatida qarash bu sohada yangi yo'nalishlar ochish mumkinligi kelib chiqadi.

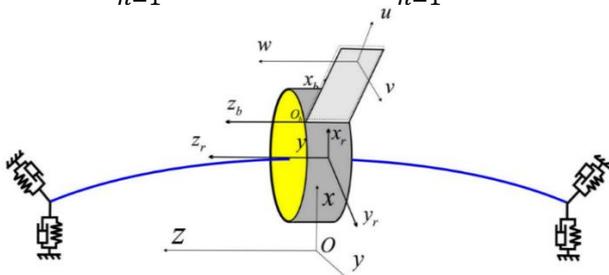
Dissertatsiyaning **“Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val dinamikasi, uni boshqarish va dinamik kuchlanganlik- deformatsiyalanganlik holati masalalarining qo'yilishi, yechish metodikasi va algoritmi”** deb nomlanuvchi ikkinchi bobida qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val (1-rasm) ning dinamikasi masalalarining qo'yilishi, yechish metodikasi va algoritmi keltirilgan. Bob besh paragrafdan iborat. Aylanma harakatda bo'lgan rotor va uning asosiy elementi bo'lgan valning aylanma harakati jarayonidagi tebranishi ikki xil ish rejimi: erkin va majburiy tebranishlari qaralgan.

Faraz qilaylik, N ta qattiq, K ta deformatsiyalanuvchi qovushoq- elastik rotor sistemasidan tashkil topgan mexanik sistema berilgan bo'lsin. Bular S ta tayanch elementlardan tashkil topgan bo'lsin, ulardan S₁ tasi deformatsiyalanuvchi podshipniklar va S₂ tasi massasiz deformatsiyalanuvchi element (prujina) lardan tashkil topgan mexanik sistema berilgan bo'lsin (1-rasm). Masalaning qo'yilishida mumkin bo'lgan ko'chish prinsipidan foydalanamiz. Bunga ko'ra, mexanik sistemaga ta'sir etuvchi aktiv, passiv va inertsia kuchlarining sistemaning har qanday virtual ko'chishlarida bajargan ishlari variatsiyalarining yig'indisi nolga teng:

$$\delta A = \delta A_{\sigma} + \delta A_I + \delta A_F = 0, \quad (1)$$

bu yerda,

$$\begin{aligned} \delta A_{\sigma} &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e, \\ \delta A_I &= -\sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_u \frac{\partial^2 \bar{u}_n}{\partial t^2} \delta \bar{u}_n dV - \sum_{k=1}^N m_k \frac{d^2 \bar{u}_n}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^N I_k \frac{d\bar{\omega}_k}{dt^2} \delta \varphi_k \bar{l}, \bar{\omega}_k = \frac{d\varphi_k}{dt} \bar{l} \\ \delta A_F &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \rho_n \bar{f} \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^{S_1} \int_{V_n} \bar{f}_n \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^N \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^N \bar{m}_k \delta \bar{\varphi}_k \end{aligned}$$



1-rasm. Rotorli mexanik sistema

Agar yuqorida keltirilgan mexanik sistemada massali deformatsiyalanuvchi element yupqa qobiqlardan iborat bo'lsa, u holda (1) tenglamaga qo'shimcha bajarilgan ishlar quyidagicha bo'ladi

$$\delta A_{\sigma} = -\int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV, \delta A_a = -\sum_{l'=1}^{L'} \sigma_{l'} \cdot \delta \varepsilon_{l'},$$

$$\delta A_m = -\rho h \int_{\Omega} \bar{U}(X_1, X_2, t) \cdot \delta \bar{U} d\Omega - \sum_{q=1}^Q M_q \bar{U}(X_1^q, X_2^q, t) \delta \bar{U}.$$

bu yerda, ρ , h -qobiqlarning zichligi va qalinligi, M_q - q -biriktirilgan massa, L' -deformatsiyalanuvchi tayanchlar soni, Q -osilgan massalar soni, V , Ω -qobiqlar hajmi va sirti yuzasi, σ_{ij} , ε_{ij} - kuchlanishlar va deformatsiya komponentalari, σ_1 , ε_1 - mos ravishda l' -chi deformatsimlanuvchi tayanchdagi kuchlanishlar va deformatsiyalar, δ - umumlashgan ko'chish variatsiyasi.

Mexanik tizim elementlari uchun chiziqli kuchlanish σ_{ij} va deformatsiya ε_{ij} larning o'zaro bog'liqligi irsiy Bolsman-Volter munosabatlarini qanoatlantiradi:

$$\sigma_{ij} = E_{0ij} \left(\varepsilon_{ij} - \int_a^t R_{ij}(t - \tau) \varepsilon_{ij}(\tau) d\tau \right), \quad (2)$$

($a = \{0$ -erkin va nostatsionar majburiy tebranishlarda, $-\infty$ -turg'un tebranishlarda)

bu yerda, σ_{ij} -kuchlanishlar tenzori, ε_{ij} -deformatsiya tenzori, E_{0ij} -oniy elastiklik moduli, $R_{ij}(t - \tau)$ -relaksatsiya yadrosi. Relaksatsiya yadrosi sifatida kuchsiz singulyar Rjanitsin-Koltunov yadrosi $R_{ij}(t) = A_{ij} e^{-\beta_{ij} t} \cdot t^{\alpha_{ij}-1}$ (A_{ij}, α_{ij} va β_{ij} - o'lchamsiz parametrlar) va Rabotnov yadrosi olingan:

$$\tilde{E}_k = E_k(1 - \Gamma_k^*); \tilde{\nu}_k = \nu_k + \frac{1-2\nu_k}{2} \Gamma_k^* \quad \Gamma_k^* f(t) = m_k \int_{-\infty}^t \mathfrak{D}_{-1/2}^{(k)}(-\beta_k, t - \tau) f(\tau) d\tau. \quad (3)$$

bu yerda, E_k , ν_k -Yung moduli va Puasson koeffitsiyentining oniy qiymatlari, m_k , β_k —material parametrlari, $f(t)$ - vaqtning ixtiyoriy funksiyasi. Integral operator yadrosi sifatida Rabotnovning kasr-eksponensial funksiyasini ishlatamiz:

$$m_k \mathfrak{D}_{-1/2}^{(k)}(-\beta, t) = m_k t^{-1/2} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{(-\beta_k)^j t^{j/2}}{\Gamma[(j+1)/2]}$$

Faraz qilaylik, deformatsiyalanuvchi elementlarning reologik xossalarini tavsiflovchi irsiy munosabatdagi (2) integral kichik qiymatga ega. Integralning kichik qiymatiga ega ekanligidan muzlatish usulini qo'llash imkoniyatiga ega bo'lamiz. Bu hol mexanik sistemadagi deformatsiyalanuvchi massasiz elementlar uchun quyidagi munosabatlarni olamiz

$$F_e = -\tilde{c}_e \Delta e = -c_e [1 - \Gamma_e^c(\omega_R) - i \Gamma_e^s(\omega_R)] \Delta e \quad (4)$$

Deformatsiyalanuvchi massaga ega bo'lgan jism uchun kuchlanishlar va deformatsiya orasidagi munosabat quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_{ij} = \lambda_n \varepsilon_{ni} \delta_{ji} + 2\bar{\mu}_n \varepsilon_{ni}, \quad S = S_1 + S_2, \quad n = 1, 2, 3, \dots, S,$$

$$\text{bu yerda, } \bar{\lambda}_n = \lambda_n [1 - \Gamma_{n\lambda}^c(\omega_R) - i \Gamma_{n\mu}^s(\omega_R)],$$

$$\Gamma_{\lambda, m}^c(\omega) = \int_0^{\infty} R_{\lambda, m}(\tau) \cdot \cos \omega \tau d\tau; \Gamma_{\lambda, \mu}^s(\omega) = \int_0^{\infty} R_{\lambda, \mu}(\tau) \sin \omega \tau d\tau$$

Δe - berilgan elementni siljishi, $\bar{C}_e, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ - hajmi nolga teng bo'lmagan deformatsiyalanuvchi elementning bikrligi, kuchlanishi va deformatsiyasi; $\Gamma_e^c, \Gamma_e^s, \Gamma_{n\lambda}^c, \Gamma_{n\lambda}^s, \Gamma_{n\mu}^c, \Gamma_{n\mu}^s$ - i -chi yig'ilgan massali va n -chi tarqalgan parametrli element relaksatsiya yadrosining sinus va kosinus Fur'e tasvirlari, ω_R - kompleks chastotaning haqiqiy qismi.

Bu holda mexanik sistemaning differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishni egallaydi:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k - \sum_{k=1}^{S_2} \int_{-\infty}^t R_{jk}(t-\tau) L_{jk} W(\tau) d\tau \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho f_j e^{i\lambda t}, \quad (5)$$

bu yerda, W_j - j -chi massali element ko'chish vektori komponentlari, ρ_j - j -chi massali element zichligi, f_j - massali kuch amplitudasi, L_{jk} - fazoviy koordinatalar sistemasidagi differensial operator.

Majburiy tebranishlar garmonik yoki turg'un kuch ta'siri ostida yuz beradi

$$F(t) = F_0 e^{-i\lambda t}, \quad (6)$$

bu yerda, F_0 - tashqi yuklanish amplitudasi, λ - tashqi yuklanish chastotasi.

(5) tenglamalar sistemasining yechimini quyidagi ko'rinishga qidiramiz

$$\vec{u}_k(\vec{x}, t) = \vec{V}_k(x) e^{-i\omega t}, \quad (7)$$

bu yerda, ω - qidirilayotgan erkin tebranishlarning kompleks chastotasi. Agar mexanik sistemaning erkinlik darajasi chekli bo'lsa, u holda Lagranjning ikkinchi tur differensial tenglamasidan foydalanib, tebranishlarning integro-differensial tenglamasini olamiz

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k(t) + C_{jk} [q_k(t) - \int_{-\infty}^t R_{ck}(t-\tau) q_k(\tau) d\tau]) = f_j e^{-i\lambda t}, \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (8)$$

bu yerda, a_{ij} - musbat aniqlangan kvadratik forma.

Erkin tebranishlar chastotasi o'rganilganda (8) tenglamaning o'ng tomoni nolga teng bo'ladi, u holda tenglamaning yechimi quyidagi ko'rinishda qidiriladi:

$$q_j = A_j e^{-i\omega t}, \quad j = 1, \dots, 6 \quad (9)$$

bu yerda, $\omega = \omega_R + i\omega_I$ - erkin tebranishlar chastotasi. Agar (9) yechimni (8) ga qo'ysak, bir jinsli algebraik tenglamalar sistemasini olamiz:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}) A_k = 0, \quad j = 1, 2, \dots, 6N \quad (10)$$

Bir jinsli algebraik tenglamalar sistemasining noldan farqli yechimga ega bo'lish shartidan transcendent tenglamani olamiz

$$\det[-[M]\omega^2 + [\bar{C}(\omega_R)]] = 0. \quad (11)$$

(11) transcendent tenglama Myuller usuli yordamida yechiladi. Boshlangich qiymat sifatida konservativ masalaning yechimi olinadi.

Majburiy tebranishlarni ifodalovchi (8) differensial tenglamalar sistemasining yechimi quyidagicha izlanadi

$$q_j = A_j e^{-i\lambda t} \quad j = 1, \dots, 6N \quad (12)$$

bu yerda, A_j - kompleks amplituda. (12) yechimni (8) ga qo'yilsa, bir jinsli bo'lmagan algebraik tenglamalar sistemasini olamiz:

$$\sum_{k=1}^{6N} (C_{jk}(\lambda) - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j. \quad (13)$$

(13) tenglamalar sistemi Gauss usuli bilan yechiladi.

Vallar egri chiziqli bo'lgani uchun ularning tenglamasi xususiy hosilali integro-differensial tenglamalar sistemi (XSIDTS) dan iborat bo'ladi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial s} &= \frac{N}{E_0 F_0} + kv + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \left(\frac{\partial u(s,\tau)}{\partial s} - kv \right) d\tau, \quad \frac{\partial u_b}{\partial s} = -\frac{M_b}{J_b E_0} + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_b}{\partial s} d\tau, \\ \frac{\partial u_n}{\partial s} &= -\frac{M_n}{J_n E_0} + \int_{-\infty}^0 R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_n}{\partial s} d\tau, \quad \frac{\partial u_t}{\partial s} = \frac{2M_t}{J_t E_0} (1 + \nu) + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_t}{\partial s} d\tau, \\ \frac{\partial w}{\partial s} &= u_n - \nu \int_0^{s_0^+} k(s) \chi(s) ds, \quad \frac{\partial v}{\partial s} = u_b - ku + w \int_0^{s_0^+} k(s) \chi(s) ds, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial N}{\partial s} - kQ_n - \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + Q_{0t} e^{-iv_p t} &= 0, \quad \frac{\partial Q_n}{\partial s} + kN - Q_b \tau - \rho F \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + Q_{0n} e^{-iv_p t} = 0, \\
\frac{\partial Q_b}{\partial s} + Q_n \tau - \rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + Q_{0b} e^{-iv_p t} &= 0, \quad \frac{\partial M_t}{\partial s} + M_n k - J_t \rho \frac{\partial^2 u_t}{\partial t^2} = 0, \\
\frac{\partial M_n}{\partial s} + M_t k - M_b \tau - Q_b l - J_n \rho \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} &= 0, \quad \frac{\partial M_b}{\partial s} + M_n \tau - Q_n l_1 - J_b \rho \frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} = 0.
\end{aligned} \tag{14}$$

(14) - XSIDTS 12 noma'lumli 12 ta yopiq tenglamalar sistemasini tashkil etadi. Ular uchun sterjenning mahkamlangan chegarasida quyidagi shartlar qo'yiladi: $\vec{u}(u, v, w) = 0$, $\vec{u}_s(u_n, u_b, u_t) = 0$. Ikkinchi erkin turgan tomoniga kuch qo'yilganlik sharti qo'yiladi: $\vec{Q} = \vec{P}_0 e^{-iv_p t}$, $\vec{M} = \vec{T}_0 e^{-iv_p t}$. Bunda, \vec{P}_0, \vec{T}_0 - qo'yilgan kuch va moment vektorlarining amplitudalari. Qo'yilgan masalani yechishda boshlang'ich shartlar qo'yilmaydi, chunki o'rganiladigan jarayon turg'un.

Valga ta'sir etuvchi kuchlar $q = 0$; $P = P_0 e^{-ivt}$, $-\infty < t < \infty$ bo'lsin, bu yerda, P_0 - kuch amplitudasi, v -tebranishlarning majburiy chastotasi.

Majburiy turg'un tebranishlar uchun XSIDTS (13) ning yechimini quyidagi ko'rinishda izlaymiz:

$$\begin{aligned}
(N, Q_n, Q_b, M_t, M_n, M_b, u, v, w, u_t, u_n, u_b)^T &= \\
(\bar{N}, \bar{Q}_n, \bar{Q}_b, \bar{M}_t, \bar{M}_n, \bar{M}_b, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{u}_t, \bar{u}_n, \bar{u}_b)^T e^{-iv_p t}, & \tag{15}
\end{aligned}$$

bu yerda, $\bar{N}, \bar{Q}_n, \bar{Q}_b, \bar{M}_t, \bar{M}_n, \bar{M}_b, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{u}_t, \bar{u}_n, \bar{u}_b$ - tebranishlar amplitudasi, s - egri val yoki sterjen o'q kesim formasining funksiyasi, haqiqiy kattalik. (15) ni (13) ga qo'ysak, kompleks koeffitsiyentli oddiy differensial tenglamalar sistemasini olamiz:

$$\frac{d\vec{z}}{d\zeta} |R_m| = [B]\vec{z} + \Delta\vec{P}.$$

Integralni muzlatish usulini qo'llamasdan analitik hisoblanadi. Davriy majburiy tebranishlar masalasi qaralganda boshlang'ich shart qo'yilmaydi va muzlatish usuli qo'lanilmaydi. Bu (14) tenglamaning yechimi quyidagicha bo'ladi:

$$\vec{z} = \vec{C} e^{-\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} \frac{([B][R_m]^{-1} - \omega^2[M])}{[R_m]} d\zeta} \left[\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} \Delta P(\zeta) e^{\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} ([B][R_m]^{-1} - \omega^2[M]) d\zeta} d\zeta \right].$$

Nol boshlang'ich holatlarga nisbatan tizimning tebranishlarini so'ndirish talab qilinganligi sababli, tizimning harakatini servo bog'laishlar tomonidan boshqarishni ko'rib chiqamiz. Aytaylik sistemaning harakati quyidagi servobog'lanishlar yordamida chegaralangan bo'lsin:

$$\Phi_\alpha(t, q_1, \dots, q_n) = 0, \quad (\alpha=1, \dots, a) \tag{16}$$

bu yerda, q_1, q_2, \dots, q_n -umumlashgan koordinatalar. Ma'lumki, mexanik sistemada (16) munosabatlar bilan birgalikda quyidagi munosabatlar ham bajaradi:

$$\Phi_\alpha^*(t, q_1, \dots, q_n, \eta_1, \dots, \eta_\alpha) = 0 \quad (\alpha=1, \dots, a) \tag{17}$$

bu yerda, $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_\alpha$ - (17) tizimning servobog'lanishlardan bo'shatilishini tavsiflovchi erkin parametrlar. U holda mexanik tizimning Lagranj ko'paytuvchili harakat tenglamalarini quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + \lambda_i, \quad (i=1, \dots, n) \tag{18}$$

bu yerda, T, Π - mexanik sistemaning kinetik va potensial energiyasi, Q_i - umumlashgan kuch, λ_i - sevro bog'lanish reaksiya kuchlari.

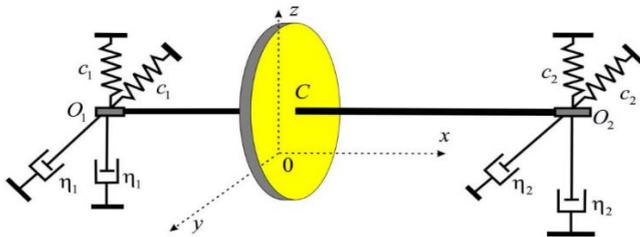
Dissertatsiyaning “**Qovushoq-elastik tayanchga o'rnatilgan valning erkin va majburiy tebranishlari**” deb nomlangan uchinchi bobida rotorli sistema (yoki deformatsiyalanuvchi val sistemasi) ning kritik tezligini topish va tebranishlar formasini qurish masalasi qaralgan.

Qovushoq- elastik tayanchlarga o'rnatilgan diskli valning tebranishini ko'ramiz (2-rasm). Faraz qilamiz, val diskning O nuqtasidan o'tsin. Diskning birklik markazi O nuqtasidan o'tsin. Bu mexanik sistemaning harakat differensial tenglamalari Lagranjning ikkinchi tur differensial tenglamalaridan olinadi:

$$\begin{aligned} M(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + \bar{c}_1ly_1 + \bar{c}_2ly_2 &= Mel\omega^2 \cos \omega t, \\ M(l_1\ddot{z}_2 + l_2\ddot{z}_1) + \bar{c}_1lz_1 + \bar{c}_2lz_2 &= Mel\omega^2 \sin \omega t, \\ A\omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \bar{c}_1l_1lz_1 + \bar{c}_2l_2lz_2 &= (A - B)\delta l\omega^2 \sin(\omega t - \varepsilon), \\ A\omega(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - B(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \bar{c}_1l_1ly_1 + \bar{c}_2l_2ly_2 &= (A - B)\delta l\omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon), \end{aligned} \quad (19)$$

bu yerda, l_1 va l_2 -diskdan tayanchlarga bo'lgan masofalar, δ - disk C nuqtasidan o'tgan o'qning aylanish o'qidan kichik og'ish burchagi, l - ikkita masofaning yig'indisi, $\bar{c}_kf(t) = c_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{ck}(t - \tau)f(\tau)d\tau \right]$ -operator formadagi birklik koeffitsiyenti ($k = 1,2$), c_{0k} - oniy qovushoqlik moduli, $f(t)$ - vaqtning ixtiyoriy funksiyasi. (19) tenglamadagi integral osti ifodalarni vaqt bo'yicha sekin o'zgaradi deb faraz qilib, “muzlatish” usulini qo'llaymiz:

$$\bar{c}_kf(t) = c_{0k} [1 - \Gamma_{ck}^c(\omega_R) - i\Gamma_{ck}^s(\omega_R)].$$



2-rasm. Qovushoq- elastik tayanchlarga o'rnatilgan diskli val

Agar majburiy turg'un tebranish masalasi qo'yilsa, u holda (19) integro-differensial tenglama o'rnida kompleks koeffitsiyentli oddiy ikkinchi tartibli differensial tenglamalar sistemasini olamiz

$$\begin{aligned} M(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + \bar{c}_1ly_1 + \bar{c}_2ly_2 &= Mel\omega^2 \cos \omega t, \\ M(l_1\ddot{z}_2 + l_2\ddot{z}_1) + \bar{c}_1lz_1 + \bar{c}_2lz_2 &= Mel\omega^2 \sin \omega t, \\ A\omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \bar{c}_1l_1lz_1 + \bar{c}_2l_2lz_2 &= (A - B)\delta l\omega^2 \sin(\omega t - \varepsilon), \\ A\omega(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - B(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \bar{c}_1l_1ly_1 + \bar{c}_2l_2ly_2 &= (A - B)\delta l\omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon), \end{aligned} \quad (20)$$

(20) sistemaning yechimini quyidagi ko'rinishda izlaymiz

$$\begin{aligned} y_1 &= a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t, & y_2 &= a_2 \cos \omega t + b_2 \sin \omega t, \\ z_1 &= b_3 \cos \omega t + a_3 \sin \omega t, & z_2 &= a_4 \sin \omega t + b_4 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (21)$$

Agar (21) ni (20) ga qo'ysak va qiyin bo'lmagan shakl almashtirishlardan keyin quyidagi algebraik tenglamalar sistemasini olamiz

$$[\Delta]\{\Phi\} = \{P\},$$

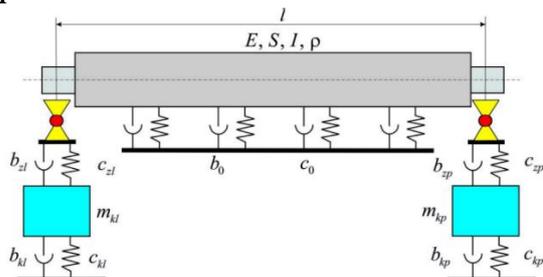
bu yerda,

$$[\Delta] = \begin{bmatrix} m_1l_1\omega & m_2l_2\omega & (B - A)\omega^2 - \bar{c}_1l_1l & -(B - A)\omega^2 + \bar{c}_2l_2l \\ (B - A)\omega^2 - \bar{c}_1l_1l & -(B - A)\omega^2 + \bar{c}_2l_2l & -m_1l_1\omega & m_2l_2\omega \\ Ml_2\omega^2 + \bar{c}_1l & -Ml_1\omega^2 + \bar{c}_2l & m_1\omega & m_2\omega \\ -m_1\omega & -m_2\omega & Ml_2\omega^2 + \bar{c}_1l & -Ml_1\omega^2 + \bar{c}_2l \end{bmatrix}$$

{Φ}- noma'lum kattaliklardan tuzilgan bir ustunli matritsa. Algebraik tenglamalar sistemasining koeffitsiyentlaridan tuzilgan aniqlovchini $[\Delta] = 0$ deb, kritik tezlik topiladi:

$$\Delta = [(B - A)\omega^2 + \bar{c}_2(\omega_R)l_1l](Ml_2\omega^2 + \bar{c}_1(\omega_R)l) - [(B - A)\omega^2 - \bar{c}_1(\omega_R)l_1l](Ml_1\omega^2 - \bar{c}_2(\omega_R)l) = 0. \quad (22)$$

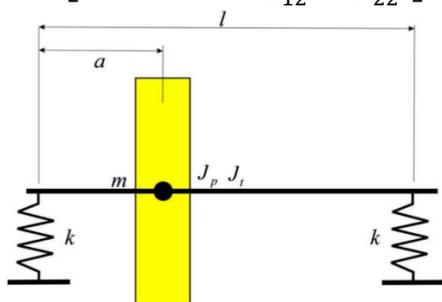
(22) tenglamaning turli xil xususiy hollarini ko'rish mumkin bo'ladi. Sonli natijalar olishda (22) tenglama Myuller usulida yechiladi. Aylanadigan rotor sistemasining turg'unligini tekshirish uchun D- bo'laklarga bo'lish usulidan foydalanamiz. Turg'un bo'lgan soha D- bo'laklarga bo'lish usuli bilan (22) xarakteristik tenglama ildizining haqiqiy qismi nol bo'lgan kompleks ildiz orqali aniqlanadi.



3-rasm. Qovushoq- elastik tayanchlarga o'rnatilgan tarqalgan parametrli valli mexanik sistema

Umumiy holda tarqalgan parametrli valli sistemani 3-rasmda keltirilganidek tasvirlash mumkin. Disk joylashgan valning harakat differensial tenglamasi (22) ni 4-rasmda keltirilgan mexanik sistema uchun keltirib chiqarsak, matritsalar orqali quyidagicha yozish mumkin

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{\varphi}_y \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\varphi}_x \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -J_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_p & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{\varphi}_y \\ \dot{Y} \\ \dot{\varphi}_x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 & 0 \\ K_{12} & K_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{11} & -K_{12} \\ 0 & 0 & -K_{12} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ \varphi_y \\ Y \\ \varphi_x \end{Bmatrix} = \Omega^2 \begin{Bmatrix} m \in \cos(\Omega t + \alpha) \\ \chi(J_t - J_p) \in \cos(\Omega t) \\ m \in \sin(\Omega t + \alpha) \\ -\chi(J_t - J_p) \sin(\Omega t) \end{Bmatrix},$$



4-rasm. Elastik tayanchlarga o'rnatilgan diskli valning hisob sxemasi

Bu tenglamalar sistemasini kompleks parametrlar kiritish orqali

$$r = X + iY, \varphi = \varphi_y - i\varphi_x. \quad (23)$$

matritsali oddiy differensial tenglamalar sistemasi ko'rinishida quyidagicha yozish mumkin

$$[M]\{\ddot{a}\} - i\Omega[G]\{\dot{a}\} + [K]\{a\} = \Omega^2\{f\}e^{i\Omega t} \quad (24)$$

bu yerda,

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_t \end{bmatrix}, \{a\} = \begin{Bmatrix} r \\ \varphi \end{Bmatrix}, [G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} \tilde{K}_{11} & \tilde{K}_{12} \\ \tilde{K}_{12} & \tilde{K}_{22} \end{bmatrix}, \{f\} = \begin{Bmatrix} m \in e^{i\alpha} \\ \chi(J_t - J_p) \end{Bmatrix}.$$

Agar $\tilde{K}_{12} = 0$ deb olsak, bir-biriga bog'liq bo'lmagan ikkinchi tartibli integro-differensial tenglamalarni olamiz:

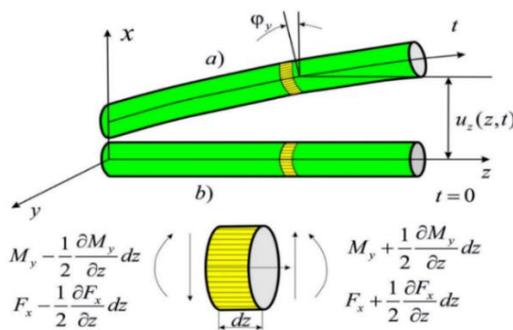
$$m\ddot{r} + K_{110}r - K_{110} \int_{-\infty}^t R_{k1}(t-\tau)r(\tau)d\tau = m \in \Omega^2 e^{i(\Omega t + \alpha)},$$

$$J_t \ddot{\varphi} - i\Omega J_p \dot{\varphi} + K_{220}\varphi - K_{220} \int_{-\infty}^t R_{k2}(t-\tau)r(\tau)d\tau = \chi \Omega^2 (J_t - J_p) e^{i(\Omega t)}. \quad (25)$$

Agar tarqalgan parametrli mexanik sistema qaralsa, u holda uning tenglamasi xususiy hosilali integro-differensial tenglama bo'ladi. Harakat-differensial tenglamasi elementar ajratib olingan bo'lakchaga ta'sir etadigan kuchlarning koordinata o'qlaridagi proektsiyalash orqali olinadi (5-rasm):

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + E_0 I_y \left[\frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - \int_{-\infty}^t R_E(t-\tau) \frac{\partial^4 u(z,\tau)}{\partial z^4} \right] = f(z,t). \quad (26)$$

Bu tenglamaning yechimini majburiy garmonik tebranishlar uchun quyidagi ko'rinishda izlaymiz: $u = u_y(z)e^{i\Omega t}$, bunda Ωt – tashqi kuch chastotasi. Bu tenglamaning yechimlari Krilov funksiyalari orqali ifodalanadi.



5-rasm. Tarqalgan parametrli valning sxemasi

Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan massali val berilgan bo'lsin. Val 40St po'latdan yasalgan bo'lsin. Chekli elementlar usuli asosida oddiy integro-differensial tenglamalar sistemasini olamiz

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + c_e(\{q(t)\} - \int_{-\infty}^t [R_e(t-\tau)]\{q(\tau)\}d\tau) = 0, \quad (27)$$

bu yerda, $[M]$ - massalar matritsasi, $\{q(t)\}$ - ko'chish vektori:

$$\{q(t)\} = \{x_i, y_i, z_i, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, \dots, x_{11}, y_{11}, z_{11}, \theta_{x11}, \theta_{y11}, \theta_{z11}\}^T \mathbf{x}$$

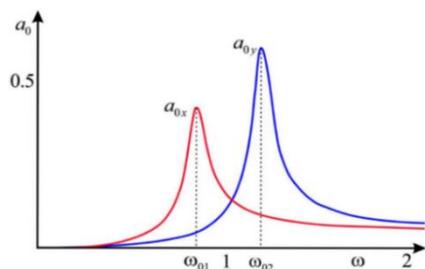
Kritik tezlik asosida val konstruksiyasining tebranishlar amplitudasini tashqi kuchlar chastotasiga bog'liq o'zgarishi 6 va 7-rasmlarda keltirilgan. Sonli natijalar olishda quyidagi kattaliklar olingan:

$$\varepsilon = 0.0045, k_x = 0.60, k_y = 1.20, \delta_y = \delta_x = 0.05.$$

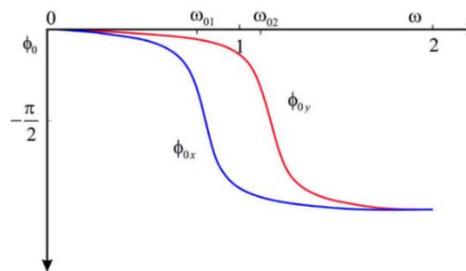
Valga o'rnatilgan rotorning o'qlar bo'yicha ko'chish amplitudasining chastota bo'yicha o'zgarishi rezonans holatini berishi mumkin ekan. Olingan grafiklardan ko'rinib turibdiki, gorizontaal yo'nalishga qaraganda vertikal o'q bo'yicha tebranishlar 25% gacha ko'p bo'lar ekan. Faza tezliklarining farqi ikkita kritik chastota orasidagi farq oraligida o'zgarar ekan. Keyinchalik, yana fazalar farqi bir xil bo'lar ekan. 8-rasmda rezonans amplitudasining chastotaga bog'liq o'zgarishi keltirilgan.

Rotatsion vallar uchun $G = 2452N$, $m = 250kg$, $\omega = 52,9rad/s$, $e_{CT} = 0,1mm$ berilganlar asosida hisoblab, topildi: $\bar{F}_S = \omega^2 \cdot m \cdot \bar{e}_{CT} = 52,9^2 \cdot 250 \cdot 0,1 = 69,9kN$.

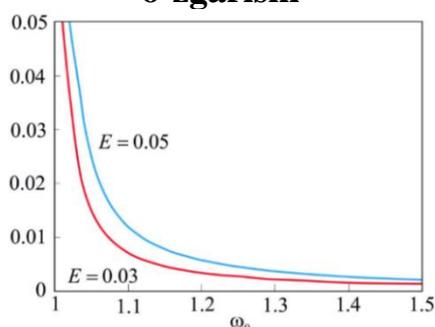
Tez aylanadigan valning chiziqli tezligini 4 dan 10 m/s gacha oshirish natijasida maydalashning barcha bosqichlarida maydalash darajasini oshirishga yordam berishi, boshqa jarayonlarda 5-6 m/s tezlikda ishlatish mumkinligi aniqlandi (1-jadval).



6-rasm. Tebranishlar amplitudasining chastotaga bog'liq o'zgarishi



7-rasm. Tebranishlar fazasining chastotaga bog'liq o'zgarishi

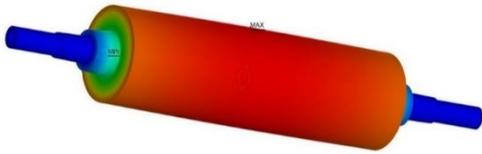


8-rasm. Rezonans amplitudasini chastotaga bog'liq o'zgarishi

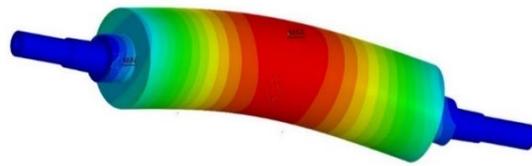
1-jadval. Tez aylanadigan valning chiziqli tezligini oshirish natijasida maydalash darajasini o'zgarishi

| Maydalash bosqichi | I | II | III | IV | V |
|---|---------|---------|--------------------|--------------------|-------|
| 1 sm dagi rifellar soni | 4.0 | 5.5 | 6.5 | 9.0 | 10 |
| Rifel burchaklari | 30/65 | 30/65 | 30/65 | 45/65 | 45/65 |
| Rifel tishining balandligi | 0.2 | 0.2 | 0.1 | 0.1 | 0.1 |
| Qiyalik burchagi | 6 | 6 | 8 | 10 | 10 |
| Aylanishlar nisbati | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 |
| Eldv. valining aylanishlar soni | 960 | 960 | 960 | 960 | 960 |
| Tez aylanuvchi rotatsion val aylanishlar soni | 506 | 506 | 506 | 506 | 506 |
| Vallar orasidagi masofa (mm) | 0,8÷1,0 | 0,6÷0,8 | 0,4÷0,6 0,2÷0,4 | 0,2÷0,3 0,1÷0,2 | 0,05 |

Shu bilan birga chiziqli tezlikni 6 m/s dan ortishi natijasida donning unga aylanishi va energiya sarfi ortib boradi. Tezlikning bunday o'zgarishi sifat darajasining o'zgarishiga olib keladi, shuning uchun maydalash jarayonlarida rotatsion valning chiziqli tezligi 4-5 m/s oralig'ida bo'lishi talab etilgan texnologik parametrlar bo'yicha rotatsion valni SOLIDWORKS dasturida yoyilgan kuch va burovchi moment ta'sirida o'zgarishlari o'rganildi (9-rasm). Sonli natijalar 9-rasmda keltirilgan.



Birinchi tebranish formasi



Ikkinchi tebranish formasi

9-rasm. Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning xususiy tebranishlar formasi

Dissertatsiyaning “**Qovushoq-elastik rotorlarning chiziqli majburiy tebranishlarida ko'chish va kuchlanish amplitudalarining chastotaga bog'liq o'zgarishini**” deb nomlangan to'rtinchi bobida qovushoq-elastik koaksial rotorlarning majburiy tebranishlari va vallarning kuchlanganlik-deformatsiya holatini topish masalasi qaralgan. Faraz qilaylik, 1- va 2- rotorlar quyidagi y_1, z_1, y_2, z_2 koordinatalar bilan aniqlansin. Lagranjning ikkinchi tur differensial tenglamasidan foydalansak, u holda quyidagi ko'rinishdagi oddiy integro-differensial tenglamalar sistemasini (matritsa formasida) olamiz

$$[M]\{\ddot{y}\} + [L]\{\dot{y}\} + [C_0] \left(\{y\} - \int_0^t [R(t - \tau)]\{y(\tau)\}d\tau \right) = 0 \quad (28)$$

bu yerda, M, L, C_0, y -matitsalar.

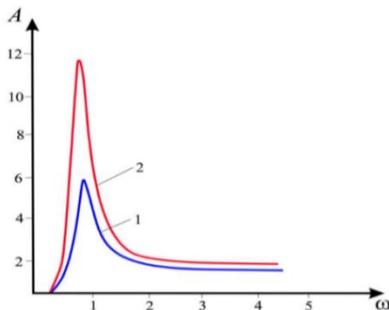
Agar valning harakati (16) ko'rinishidagi servo-bog'lanishlar orqali chegaralangan bo'lsa, u holda (28) tenglamalar sistemasini quyidagi ko'rinishni oladi:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [L]\{\dot{y}\} + [C_0] \left(\{y\} - \int_0^t [R(t - \tau)]\{y(\tau)\}d\tau \right) = \{X_p(t)\} + R^2(y),$$

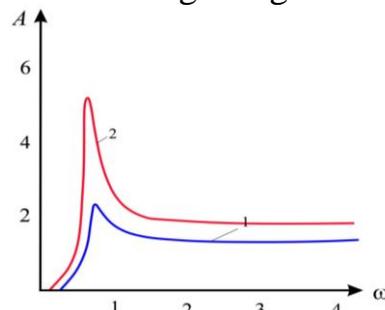
bu yerda, $R^{(2)}(y)$ -servobog'lanish reaksiya kuchlari.

Majburiy tebranishlarni o'rganish uchun quyidagilar berilgan: birinchi rotor uchun: $n_1 = 4000 \text{ ayl/min}, \omega_2/\omega_1 = 1.2$. Val sistemasi chastotasining tayanch bikrligiga bog'liq o'zgarishini aniqlash uchun valning 20 ta nuqtasi olingan. Valga o'rnatilgan disk tebranishlar amplitudasining chastotaga bog'liq o'zgarishi 11-13-rasmlarda ko'rsatilgan. Muhitning qovushoqligini ifodalovchi uch parametrli kuchsiz singulyar yadro parametrlari quyidagicha olindi (Koltunov-Rjanitsin): $R(t) = Ae^{-\beta t}/t^{1-\alpha}, A = 0,048; \beta = 0,05; \alpha = 0,1$.

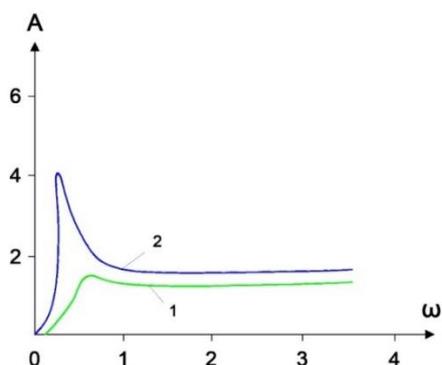
Natijalar xususiy holda (qovushoqlikni hisobga olmaganida) A.S. Kelzon, V.I.Yakovlev natjalari bilan solishtiriladi. Ular orasidagi farq 15% gacha bo'ldi. Oniy elastiklik modullari 0.1 va 0.2 deb olingan. Massani 1 ga teng deb olganmiz.



10-rasm. Amplituda va chastota orasidagi bog'lanish (disk $l/4$ masofada joylashgan), 1-chiziq $A=0.048$, 2-chiziq $A=0.078$ bo'lgan holat uchun keltirilgan.



11-rasm. Amplituda va chastota orasidagi bog'lanish (disk $l/3$ masofada joylashgan) 1-chiziq $A=0.041$, 2-chiziq $A=0.078$ bo'lgan xolat uchun keltirilgan.



12-rasm. Amplituda va chastota orasidagi bog'lanish (disk 2l/3 masofada joylashgan) 1-chiziq $A=0.15$, 2-chiziq $A=0.09$ bo'lgan holat uchun keltirilgan.

Umumiy xulosalar va tavsiyalar

1. Qattiq va deformatsiyalanuvchi rotorli jismlardan tashkil topgan dissipativ-bir jinsli va bir jinsli bo'lmagan mexanik sistemalar dinamikasi masalasining umumiy variatsion matematik qo'yilishi taklif qilingan. Kuchlanish va deformatsiyalar orasidagi munosabat Bolsman-Volter integrali yordamida hisobga olinadi.

2. Myuller, Gauss, Laplas integral almashtirilishi va Runge- Kutta metodlari asosida qattiq va deformatsiyalanuvchi jismlardan tashkil topgan dissipativ mexanik tizimlarning erkin va majburiy tebranishlari va uni boshqarish masalalarini yechish metodikasi ishlab chiqilgan.

3. Qovushoq elastik tayanchga o'rnatilgan diskli val (yoki tarqalgan parametrli rotor) larning erkin tebranishlari masalalarini o'rganish algoritmi va sonli natijalari keltirildi.

4. Birinchi marta rotorli (aylanuvchi valli) mexanik sistemani aktiv boshqarish masalasi qo'yildi va uni yechish algoritmi ishlab chiqildi.

5. Erkin tebranishlar chastotasining haqiqiy va mavhum qismlarini valning aylanish burchak tezligiga bog'liq o'zgarishi tekshirildi. Chastotaning haqiqiy va mavhum qismlarining aylanish tezligiga bog'liq o'zgarishi o'suvchi funksiyalar orqali ifodalanishi topildi.

6. O'rta tebranishlar chastotasi sohasida rezonans bo'lish imkoniyatlari mavjudligi ko'rsatib berilgan. Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan val tizimining erkin va majburiy tebranish xususiyatlari deformatsiya va qattiqlik holatlarini hisobga olingan holda o'rganilgan.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ПО
ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ПРИ
БУХАРСКОМ ГОСУДАРСТВЕННОМ ТЕХНИЧЕСКОМ
УНИВЕРСИТЕТЕ**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИСЛАМА КАРИМОВА**

КАЛАНДАРОВ НАВРУЗБЕК ОЛИМБАЕВИЧ

**ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ВАЛА УСТАНОВЛЕННОГО НА
ВЯЗКОУПРУГИХ ОПОРАХ И НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ**

**01.02.01-Теоретическая механика
01.02.04 - Механика деформируемого твердого тела**

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

Бухара – 2025

Тема диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за № 2025-06-12 В2025.2.PhD/Т3111.

Диссертация выполнена в Ташкентский государственный технический университет им И.Каримов.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме)) размещен на веб-странице Бухарского государственного технического университета (www.https://bstu.uz/) и на Информационно-образовательном портале “Ziyonet” (www.ziyonet.uz)

Научные руководители: **Тешаев Мухсин Худойбердиевич**
доктор физико-математических наук, профессор

Нематов Эркинжон Хамроевич
доктор философии по техническим наукам, доцент

Официальные оппоненты: **Мавланов Тулкин**
доктор техническим наук, профессор
Дусматов Олимжон Мусурмонович
доктор физико-математических наук, профессор

Ведущая организация: **Ташкентский государственный транспортный университет**

Защита диссертации состоится 21 ноябр 2025 г. в 10:00 часов на заседании Научного совета Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 при Бухарском государственном техническом университете по адресу: 200100, г.Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84; факс: (+99865) 223-79-72, E-mail: bstu_info@edu.uz.

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского государственного технического университета (зарегистрирована за №479). (Адрес:Бухарская область, 200100, г. Бухара, ул. К. Муртазаева, 15. Тел.: (+99895) 604-44-70).

Автореферат диссертации разослан 8 нобря 2025 года.
(протокол рассылки № 2 от 13 сентября 2025 г.)



И.И Сафаров

Председатель разового научного совета по присуждению ученых степеней, доктор физико-математических наук, проф.

Р.А. Сабирова

Ученый секретарь разового научного совета по присуждению ученых степеней, доктор философии по физико-математическим наукам (PhD)

З.И. Болтаев

Председатель разового научного семинара при разовом научном совете по присуждению ученых степеней, доктор физико-математических наук (DSc), проф.

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. Во всём мире валовые конструкции, установленные на опорах, широко применяются в горнодобывающей промышленности, машиностроении, авиации, космонавтике, пищевой и транспортной отраслях. Такие конструкции используются во многих сферах деятельности различных стран. Для этого одной из ведущих задач является разработка методики и алгоритма теоретического исследования прочности валовых конструкций с учётом деформационных свойств материала, а также применение таких конструкций в процессах, где они работают. Во всём мире основным продуктом питания является мука. В процессе переработки зерновых продуктов требуется использование энерго- и ресурсосберегающих машин, а также их внедрение в практику.

Во всём мире ведутся научно-исследовательские работы, направленные на разработку научно-технических решений по созданию нового поколения ресурсосберегающих валовых конструкций, установленных на вязко-эластичных опорах, с учётом реологических свойств материалов. В этом направлении в зарубежных странах особое внимание уделяется разработке надёжных методов расчёта, обеспечивающих прочность конструктивных элементов машиностроительных и авиационных установок, снижению динамических напряжений и деформаций, возникающих в валах, до допустимых пределов, а также обеспечению минимального распределения концентрации напряжений. Поэтому особое внимание уделяется всестороннему изучению станков, работающих на средних и высоких скоростях, выявлению общих закономерностей процессов, происходящих в них, а также обязательному расчёту их энергетической и эксплуатационной эффективности.

В нашей Республике реализуются масштабные меры по разработке энергосберегающей техники и технологий с использованием валовых механизмов, установленных на опорах, применяемых в различных отраслях техники, и уже достигнуты определённые результаты. В Указе Президента Республики Узбекистан от 30 мая 2022 года № УП-144 «О мерах по дальнейшему совершенствованию системы обеспечения сейсмической безопасности Республики Узбекистан»², а также в Постановлении Президента от 7 мая 2020 года № ПП-4708 «О мерах по повышению качества образования и развитию научных исследований в области математики» определены соответствующие задачи. Выполнение этих задач, в частности, предусматривает обеспечение устойчивости параметров, способствующих снижению вибраций

²В Указе Президента Республики Узбекистан от 30 мая 2022 года № УП-144 «О мерах по дальнейшему совершенствованию системы обеспечения сейсмической безопасности Республики Узбекистан

конструкций, а также разработку и развитие методики определения свойств демпфирования колебаний с учётом вязко-эластичных и композитных характеристик материалов, что имеет важное значение.

Данное диссертационное исследование в определённой степени служит выполнению задач, установленных в нормативно-правовых актах, в том числе: в Постановлении Президента Республики Узбекистан от 22 декабря 2016 года № ПП-2692 «О дополнительных мерах по ускоренному обновлению физически изношенного и морально устаревшего оборудования предприятий промышленных отраслей, а также по снижению производственных затрат»; в Постановлении Президента Республики Узбекистан от 7 июля 2017 года № ПП-3117 «О мерах по дальнейшему развитию научно-технической базы в области сельскохозяйственного машиностроения»; в Постановлении Президента Республики Узбекистан от 30 июля 2020 года № ПП-4794 «О мерах по коренному совершенствованию системы обеспечения сейсмической безопасности населения и территории Республики Узбекистан»

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетным направлением развития науки и технологий Республики Узбекистан II. "Энергетика, энерго-и ресурсосбережение," IV. "Математика, механика, сейсמודинамика сооружений и информатика" и XIV. "Сейсмология, строительство сейсмической безопасности зданий и сооружений."

Степень изученности проблемы. Ведущие мировые научные центры и высшие учебные заведения по созданию новых конструкций валов, повышению эффективности их работы, повышению их прочности и деформационной стойкости по техническим требованиям, а также разработке методов их структурного, кинематического и динамического расчета, в том числе Люблинский университет естественных наук (Польша), Северо-Восточный федеральный аграрный исследовательский центр имени Н.В.Рудницкого (Россия), Гентский университет (Бельгия), Алтайская государственная технический университет имени И.И.Ползунова.

Учеными мира проведен ряд исследований по решению таких актуальных задач, как разработка конструкций, теоретических основ новых принципиальных машин и механизмов, а также оптимальных методов их структурно-динамического расчета и обеспечения их прочности, создание энерго-и ресурсосберегающих технологических устройств. Получены результаты на основе проведенных научных исследований по повышению эффективности производства продукции, созданию новых видов техники и технологий, внедрению в практику энерго-и ресурсосберегающих технологий, в том числе конструкции валов, установленных на опорах, повышению эффективности динамических процессов, образующихся в них. В работах ученых СНГ И.И.Артоболевского, К.В.Фролова и в решениях Международной Федерации по теории машин и механизмов (IFTOMM) широко освещены классическая и современная теория машин и механизмов,

а также проблемы, стоящие перед общим машиностроением, пути их решения. Н.И.Левицкий, Р.Ф.Нагаев, К.Ш.Ходжаев, Л.Н. Решетов, Ф.Л.Литвин, И.И.Вулфсон, Г.А.Тимофеев, С.Абдураимов и У.А.Джолдасбеков проводили исследования по созданию конструкций рациональных механизмов и разработали методы структурного, кинематического и динамического анализа, синтеза механизмов. Х.Х.Усманходжаев, К.А.Каримов, Р.И.Каримов, Ш.П.Алимухамедов, А.Ж.Джураев, Х.Туранов и А.Ризаев разработали теоретические основы и конструкции рычажных, планетарных, фрикционных механизмов с переменными и управляемыми параметрами, используемых в технологических машинах. Развитием теории измельчения успешно занимались С.Негматов, П.А.Ребиндер, Г.С.Ходаков, В.И.Ревнивцев, П.М.Сиденко, С.Е.Андреев, Н.А.Хинт, В.Н.Блиничев, В.С.Богданов и другие, усовершенствованием конструкции измельчителей, разработкой методов расчета, в том числе высокоскоростных измельчающих агрегатов. Команды под их руководством проводят обширные научные исследования по проблемам измельчения материалов. Однако эти исследования в основном разбиты на части и направлены на решение индивидуальных специфических задач для конкретных технологических процессов. Отсутствуют научно обоснованные предложения по выбору рационального способа воздействия на материал для получения необходимого продукта дисперсии с минимальными затратами энергии. Отсутствует общий подход к определению значений силовых факторов в различных типах конструкций валов и оценке влияния сил инерции на их величину, что особенно важно для машин средней и высокой скорости. Недостаточно установлена связь между интенсивностью воздействия рабочих органов на измельчаемый материал и эффективностью процесса измельчения. Поэтому комплексное изучение конструкций валов средней и высокой скорости, поиск общих закономерностей осуществляемых в них процессов, общие подходы к расчету таких единиц с учетом вынужденной энергии и эффективности дробления представляются весьма актуальной задачей.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертация выполнена в Бухарском инженерно-технологическом институте в рамках прикладного проекта ОТ-Атех-2018-373 "Разработка технологии резки зубьев пилы рабочей части пильного цилиндрического устройства технологических машин для отделения семян хлопчатника с помощью лазерного луча" (2018-2026 гг.).

Целью исследования является разработка методики и алгоритма определения динамических свойств конструкции вала, установленного на вязкоупругих опорах, и динамического напряженно-деформированного состояния, а также анализ численных результатов.

Задачи исследования:

разработка методики и алгоритма постановки, решения задач динамики и управления валом, установленным на вязкоупругих опорах;

разработка методики и алгоритма постановки, решения задач определения динамического напряженно-деформированного состояния вала, установленного на вязкоупругих опорах;

разработка методики и алгоритма исследования свободных колебаний конструкции деформируемого вала, установленного на вязкоупругих опорах;

исследование и управление резонансным состоянием при вынужденных колебаниях конструкции деформируемого вала, установленного на вязкоупругих опорах, нахождение зависимости между амплитудно-частотными параметрами, оценивающими амплитуды напряжений и деформаций;

разработка алгоритмов управления линейными вынужденными колебаниями и движением вязкоупругих роторов.

Объектом исследования являются деформируемые ротационные валы и опорные конструкции, а также коаксиальные роторы.

Предметом исследования является разработка теории и методов определения критической скорости и динамического напряженно-деформированного состояния с учетом реологических свойств материалов деформируемого вала, находящихся под воздействием динамических нагрузок и установленных на вязкоупругих опорах.

Методы исследования. В процессе исследования использовались методы теоретической механики, механики деформируемого твердого тела и строительной механики, вычислительной математики, математического моделирования, "замораживания" для решения дифференциальных уравнений в частных производных, разделения переменных, методы Гаусса, Лапласа и методы конечных элементов.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

впервые математически поставлены задачи динамики вала, установленного на вязкоупругих опорах, на основе принципа возможных перемещений теории вязкоупругости и дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода, разработаны методы и алгоритмы решения задач на основе интегральных преобразований Лапласа, методов "замораживания," Гаусса и Мюллера, а также теории сервосвязей;

найден, что изменение амплитуды осевого смещения ротора в зависимости от частоты зависит от параметров вязкости опор, и амплитуда горизонтального смещения на 25% больше амплитуды колебаний в вертикальном осевом направлении;

на основе дисперсионных соотношений установлено, что частота свободных колебаний конструкции диссипативно-неоднородного деформируемого вала, установленного на вязкоупругих опорах, сильно зависит от амплитуды вязкости опоры действительной и мнимой частей, а от остальных параметров (a , b) - слабо (1-2%);

на основе дисперсионных соотношений установлено, что действительная и мнимая части частоты собственных колебаний диссипативно-неоднородного деформируемого вала, установленного на

вязко-упругих опорах, существенно (сильно) зависят от амплитуды вязкости опор, а от остальных параметров (a, b) — слабо (на 1–2%);

установлено, что для диссипативно- неоднородной деформируемой конструкции вала, установленной на вязко-упругих опорах, критические скорости могут проявляться на высоких частотах, тогда как для диссипативно- однородной механической системы они возникают только на низких частотах.

Практические результаты исследования:

срок службы существующих ротационных валов проверен в программе SOLIDWORKS и установлено, что они соответствуют 95-97% состоянию эксплуатации в производстве;

В программе SOLIDWORKS определено уменьшение прогиба и нагрузки ротационных валов за счет изменения их конструктивных размеров; разработаны способы снижения нагрузки ротационных дробильных машин;

определены теоретические основы состава литья и обработки при локализации производства ротационных валов центробежным способом;

разработаны рекомендации по разработке нового типа конструкции вала на основе динамических параметров, необходимых для производства ротационных валов;

Определен оптимальный состав металлов в отливке на АО "Бухарский механико-ремонтный завод" для налаживания отечественного производства;

в результате внедрения производства ротационных валов расход металла снизился на 2-6%;

в результате снижения расхода металла (уменьшения массы валов) срок службы ротационных валов и приводов увеличился на 12,5-14,5%;

определено математическое решение зависимости изгиба (деформации) от внутреннего диаметра вала при разработке теоретических основ снижения нагрузок на ротационные валы;

Достоверность результатов исследования объясняется правильной постановкой граничных условий, строгостью выведенных математических выражений, систематическим использованием обоснованных методов решения, сопоставлением решений других исследователей при оценке точности решений и соответствием их результатам, а также внедрением их в практику.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования объясняется значительным вкладом в развитие и совершенствование теории динамики конструкции вала, установленного на вязкоупругих опорах.

Практическая значимость результатов исследования объясняется тем, что они позволяют изучить новые закономерности оценки напряженно-деформированного состояния вала, установленного на вязкоупругих опорах под действием гармонических и неустановившихся нагрузок, а также разработанные методы и расчетные программы служат для решения и исследования задач колебаний вала.

Внедрение результатов исследования.

На основе полученных результатов по динамическим характеристикам и динамическому напряженно-деформированному состоянию вала, установленного на вязкоупругих опорах:

разработанные в диссертации методы снижения нагрузок на валы, установленные на вязкоупругих опорах, были использованы для оптимизации состава отливок при локализации производства ротационных валов на АО "Бухарский механико-ремонтный завод" (Справка Ассоциации пищевой промышленности Узбекистана № 04-60/06-25 от 04.06.2025). В результате расход металла снизился на 2-6%, срок службы приводов увеличился на 12,5-14,5%, а энергопотребление снизилось на 11-13%;

методы определения критической скорости конструкции вала, установленного на вязкоупругих опорах, были использованы в проекте "Создание технологии покрытия стальных материалов нанокompозитным металлическим покрытием, повышающим их износостойкость и коррозионную стойкость," выполненном в Бухарском инженерно-технологическом институте в 2024 году (Справка Ассоциации пищевой промышленности Узбекистана № 04-60/06-25 от 04.06.2025). В результате были определены предельные значения кинематических и динамических параметров приводов деформируемого вала для применения конструкции вала в промышленном производстве, а серии подшипников, используемых в опорах, были оптимизированы путем уменьшения;

конструкции, обеспечивающие энергоемкость на валах, установленных на вязкоупругих опорах, были использованы в Ташкентском государственном техническом университете имени И. Каримова для определения литого состава ротационных валов, используемых при измельчении зерновых продуктов (Справка Ассоциации пищевой промышленности Узбекистана № 04-60/06-25 от 04.06.2025). В результате определены оптимальные параметры твердого слоя валов, используемых в процессе измельчения пшеницы, легированной стали марки 8620 AISI 8620 и материала цапфы.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 23 научные работы, в том числе 11 статей в научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских (DSc) диссертаций, из них 5 в республиканских и 6 в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложений. Объем диссертации составляет 116 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении диссертации обоснованы актуальность и необходимость диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи, предмет и объект исследования. Показано соответствие научного исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики

Узбекистан, изложены научная новизна и практические результаты исследования. Кроме того, обоснована достоверность полученных результатов, освещена их научная и практическая значимость. Приведены сведения о внедрении результатов исследования в практику, опубликованных работах, структуре и объеме диссертации.

В первом разделе диссертации **"Обзор литературы по изучению свойств динамики и динамического напряженно-деформированного состояния вала, установленного на вязкоупругих опорах"** приведен обзор литературы, посвященной изучению динамики вала, установленного на упругих и вязкоупругих опорах. На основе анализа сделаны следующие выводы:

1. Из анализа литературы следует, что теоретическому изучению валковых конструкций как механических систем уделяется мало внимания. Краткий анализ литературы, посвященной динамике механической системы (опора и вал) с конечным числом степеней свободы, установленной на вязкоупругой опоре, показывает необходимость теоретического и практического изучения динамики валковых механических систем.

2. Рассмотрение механической системы (опора и вал), установленной на вязкоупругих опорах и имеющих конечное число степеней свободы, как диссипативно- неоднородная механическая система, может открыть новые направления в этой области.

Во второй главе диссертации **"Постановка, методика и алгоритм решения задач динамики вала, установленного на вязкоупругих опорах и его управление"** приведены постановка, методика и алгоритм решения задач динамики вала, установленного на вязкоупругих опорах (рис.1). Рассмотрены колебания ротора, находящегося во вращательном движении, и его основного элемента - вала при двух режимах работы: свободные и вынужденные колебания.

Пусть дана механическая система, состоящая из N твердых и K деформируемых вязкоупругих роторных тел. Пусть они состоят из S опорных элементов, из которых S_1 - деформируемые подшипники и S_2 - безмассовые деформируемые элементы (пружины) (рис. 1). При постановке задачи воспользуемся принципом возможных перемещений. Согласно этому, сумма вариаций работ, совершаемых активными, пассивными действующими на механическую систему и инерционными силами при любых виртуальных перемещениях системы, равна нулю:

$$\delta A = \delta A_\sigma + \delta A_I + \delta A_F = 0, \quad (1)$$

где,

$$\begin{aligned} \delta A_\sigma &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV - \sum_{e=1}^{S_1} \Gamma_e \delta \Delta e, \\ \delta A_I &= -\sum_{n=1}^{S_a} \int_{V_n} \rho_u \frac{\partial^2 \bar{u}_n}{\partial t^2} \delta \bar{u}_n dV - \sum_{k=1}^N m_k \frac{d^2 \bar{u}_k}{dt^2} \delta \bar{u}_k - \sum_{k=1}^N I_k \frac{d\bar{\omega}_k}{dt^2} \delta \varphi_k \bar{l}, \bar{\omega}_k = \frac{d\varphi_k}{dt} \bar{l} \\ \delta A_F &= -\sum_{n=1}^{S_2} \int_{V_n} \rho_n \bar{f} \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^{S_1} \int_{V_n} \bar{f}_n \delta \bar{u}_n dV + \sum_{n=1}^N \bar{F}_n \delta \bar{u}_n + \sum_{k=1}^N \bar{m}_k \delta \bar{\varphi}_k \end{aligned}$$

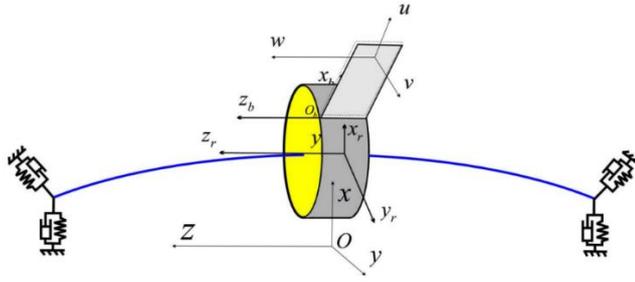


Рис. 1. Роторная механическая система

Если в приведенной выше механической системе массовый деформируемый элемент состоит из тонких оболочек, то дополнительные работы к уравнению (1) будут:

$$\delta A_\sigma = - \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV, \quad \delta A_a = - \sum_{l'=1}^{L'} \sigma_{l'} \cdot \delta \varepsilon_{l'},$$

$$\delta A_m = - \rho h \int_\Omega \bar{U}(X_1, X_2, t) \cdot \delta \bar{U} d\Omega - \sum_{q=1}^Q M_q \bar{U}(X_1^q, X_2^q, t) \delta \bar{U}.$$

где, ρ , h -плотность и толщина оболочки, M_q - q -соединенная масса, L - количество деформируемых опор, Q - количество подвешенных масс, V , Ω - объем и поверхность оболочки соответственно, σ_{ij} , ε_{ij} -компоненты напряжений и деформаций соответственно, σ_l , ε_l - напряжения и деформации на l -ой деформируемой опоре соответственно, δ -вариация обобщенного перемещения. Второй способ получения системы уравнений - использование дифференциального подхода.

Взаимосвязь линейных напряжений σ_{ij} и деформаций ε_{ij} для элементов механической системы удовлетворяет линейным наследственным соотношениям Больцмана-Вольтера

$$\sigma_{ij} = E_{0ij} \left(\varepsilon_{ij} - \int_a^t R_{ij}(t - \tau) \varepsilon_{ij}(\tau) d\tau \right). \quad (2)$$

Где $a = \{0$ - при свободных и не установившихся вынужденных колебаниях, $-\infty$ - при установившихся колебаниях)

где, σ_{ij} -тензор напряжений, ε_{ij} -тензор деформации, E_{0ij} -модуль мгновенной упругости, $R_{ij}(t - \tau)$ -ядро релаксации. В качестве ядра релаксации используется слабо сингулярное ядро Ржаницына-Колтунова $R_{ij}(t) = A_{ij} e^{-\beta_{ij} t} \cdot t^{\alpha_{ij}-1}$ (A_{ij} , α_{ij} , и β_{ij} - безразмерные параметры) и ядро Работнова:

$$\tilde{E}_k = E_k (1 - \Gamma_k^*); \tilde{\nu}_k = \nu_k + \frac{1-2\nu_k}{2} \Gamma_k^* \Gamma_k^* f(t) = m_k \int_{-\infty}^t \mathfrak{E}_{-1/2}^{(k)}(-\beta_k, t - \tau) f(\tau) d\tau. \quad (3)$$

E_k , ν_k - мгновенные значения модуля Юнга и коэффициента Пуассона, m_k , β_k - параметры материала, $f(t)$ - произвольная функция времени. В качестве ядра интегрального оператора используем дробно-экспоненциальную функцию Работнова:

$$m_k \mathfrak{E}_{-1/2}^{(k)}(-\beta, t) = m_k t^{-1/2} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{(-\beta_k)^j t^{j/2}}{\Gamma[(j+1)/2]}.$$

Предположим, что интеграл (2) в наследственном соотношении, описывающем реологические свойства деформируемых элементов, имеет малое значение. Поскольку интеграл имеет малое значение, мы можем применить метод замораживания. В этом случае для деформируемых безмассовых элементов в механической системе имеем следующие соотношения.

$$F_e = -c_e \Delta e = -c_e [1 - \Gamma_e^c(\omega_R) - i \Gamma_e^s(\omega_R)] \Delta e \quad (4)$$

Для тела с деформируемой массой соотношение между напряжениями и деформацией имеет следующий вид:

$$\sigma_{ij} = \lambda_n \varepsilon_{ni} \delta_{ji} + 2\bar{\mu}_n \varepsilon_{ni}, S = S_1 + S_2, n = 1, 2, 3, \dots, S,$$

где

$$\bar{\lambda}_n = \lambda_n [1 - \Gamma_{n\lambda}^c(\omega_R) - i \Gamma_{n\mu}^s(\omega_R)],$$

$$\Gamma_{\lambda,m}^c(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,m}(\tau) \cdot \cos \omega \tau d\tau; \Gamma_{\lambda,\mu}^s(\omega) = \int_0^\infty R_{\lambda,\mu}(\tau) \sin \omega \tau d\tau,$$

Δe - перемещение заданного элемента, $\bar{C}_e, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ - жесткость, напряжение и деформация деформируемого элемента с ненулевым объемом; $\Gamma_e^c, \Gamma_e^s, \Gamma_{n\lambda}^c, \Gamma_{n\lambda}^s, \Gamma_{n\mu}^c, \Gamma_{n\mu}^s$ - синус и косинус изображения Фурье элемента с i -й сосредоточенной массой и n -м распределенным параметром ядра релаксации, ω_R - действительная часть комплексной частоты.

В этом случае дифференциальное уравнение механической системы принимает следующий вид:

$$\sum_{k=1}^{S_2} L_{jk} W_k - \sum_{k=1}^{S_2} \int_{-\infty}^t R_{jk}(t-\tau) L_{jk} W(\tau) d\tau \pm \rho_j \frac{\partial^2 W_j}{\partial t^2} = \pm \rho f_j e^{i\lambda t}, \quad (5)$$

где, W_j - компоненты вектора перемещения, j - массового элемента, ρ_j - плотность j -го массового элемента; f_j - амплитуды массовой силы, L_{jk} - дифференциальный оператор в пространственной системе координат.

Вынужденные колебания происходят под действием гармонической или установившейся силы

$$F(t) = F_0 e^{-i\lambda t}, \quad (6)$$

где, F_0 - амплитуда внешней нагрузки, λ - частота внешней нагрузки.

Решение системы уравнений (5) ищем в виде

$$\bar{u}_k(\vec{x}, t) = \vec{V}_k(x) e^{-i\omega t}, \quad (7)$$

где, ω - комплексная частота искомым свободных колебаний. Если механическая система имеет конечное число степеней свободы, то, используя дифференциальное уравнение Лагранжа второго рода, получаем интегро-дифференциальное уравнение колебаний

$$\sum_{k=1}^{6N} (a_{jk} \ddot{q}_k(t) + c_{jk} [q_k(t) - \int_{-\infty}^t R_{ck}(t-\tau) q_k(\tau) d\tau]) = f_j e^{-i\lambda t}, j = 1, 2, \dots, 6N \quad (8)$$

где, a_{ij} - положительно определенная квадратичная форма.

При изучении частоты свободных колебаний правая часть уравнений (8) равна нулю, тогда решение уравнений ищется в следующем виде:

$$q_j = A_j e^{-i\omega t}, j = 1, \dots, 6 \quad (9)$$

где, $\omega = \omega_R + i\omega_I$ - частота свободных колебаний. Если подставить решение (9) в (8), то получим систему однородных алгебраических уравнений:

$$\sum_{k=1}^{6N} (\bar{C}_{jk}(\omega_R) - \omega^2 c_{jk}) A_k = 0, j = 1, 2, \dots, 6N \quad (10)$$

Из условия, что система однородных алгебраических уравнений имеет ненулевое решение, получаем трансцендентное уравнение

$$\det[-[M]\omega^2 + [\bar{C}(\omega_R)]] = 0 \quad (11)$$

Трансцендентное уравнение (11) решается методом Мюллера. В качестве начального значения принимается решение консервативной задачи.

Решение системы дифференциальных уравнений (8) для вынужденных колебаний ищется следующим образом.

$$q_j = A_j e^{-i\lambda t} j = 1, \dots, 6N, \quad (12)$$

где, A_j - комплексная амплитуда. Подставляя решение (12) в уравнения (8), получим систему неоднородных алгебраических уравнений:

$$\sum_{k=1}^{6N} (C_{jk}(\lambda) - \lambda^2 a_{jk}) A_k = f_j. \quad (13)$$

Система уравнений (13) решается методом Гаусса.

Поскольку валы криволинейны, их уравнения представляют собой систему интегро-дифференциальных уравнений в частных производных (СИУДУ):

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial s} &= \frac{N}{E_0 F_0} + kv + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \left(\frac{\partial u(s,\tau)}{\partial s} - kv \right) d\tau, \quad \frac{\partial u_b}{\partial s} = -\frac{M_b}{J_b E_0} + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_b}{\partial s} d\tau, \\ \frac{\partial u_n}{\partial s} &= -\frac{M_n}{J_n E_0} + \int_{-\infty}^0 R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_n}{\partial s} d\tau, \quad \frac{\partial u_t}{\partial s} = \frac{2M_t}{J_t E_0} (1+v) + \int_{-\infty}^t R_{0E}(t-\tau) \frac{\partial u_t}{\partial s} d\tau, \\ \frac{\partial w}{\partial s} &= u_n - v \int_0^{s_0^+} k(s) \chi(s) ds, \quad \frac{\partial v}{\partial s} = u_b - ku + w \int_0^{s_0^+} k(s) \chi(s) ds, \\ \frac{\partial N}{\partial s} - kQ_n - \rho F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + Q_{0t} e^{-ivpt} &= 0, \quad \frac{\partial Q_n}{\partial s} + kN - Q_b \tau - \rho F \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + Q_{0n} e^{-ivpt} = 0, \\ \frac{\partial Q_b}{\partial s} + Q_n \tau - \rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + Q_{0b} e^{-ivpt} &= 0, \quad \frac{\partial M_t}{\partial s} + M_n k - J_t \rho \frac{\partial^2 u_t}{\partial t^2} = 0, \\ \frac{\partial M_n}{\partial s} + M_t k - M_b \tau - Q_b l - J_n \rho \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} &= 0, \quad \frac{\partial M_b}{\partial s} + M_n \tau - Q_n l_1 - J_b \rho \frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

(14) - СИУДУ образует систему из 12 замкнутых уравнений с 12 неизвестными. Для них на закрепленной границе стержня ставятся следующие условия: $\vec{u}(u, v, w) = 0$, $\vec{u}_s(u_n, u_b, u_t) = 0$. На вторую, свободную сторону ставится условие приложения силы: $\vec{Q} = \vec{P}_0 e^{-ivpt}$, $\vec{M} = \vec{T}_0 e^{-ivpt}$, где \vec{P}_0, \vec{T}_0 - амплитуды векторов приложенной силы и момента. При решении поставленной задачи начальные условия не ставятся, так как изучаемый процесс установившийся.

Пусть силы, действующие на вал $q = 0$; $P = P_0 e^{-ivt}$, $-\infty < t < \infty$, где P_0 -амплитуда силы, v - частота вынужденных колебаний.

Решение СИУДУ (14) для вынужденных установившихся колебаний ищем в следующем виде:

$$\begin{aligned} (N, Q_n, Q_b, M_t, M_n, M_b, u, v, w, u_t, u_n, u_b)^T &= \\ (\bar{N}, \bar{Q}_n, \bar{Q}_b, \bar{M}_t, \bar{M}_n, \bar{M}_b, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{u}_t, \bar{u}_n, \bar{u}_b)^T e^{-ivpt}, \end{aligned} \quad (15)$$

где, $\bar{N}, \bar{Q}_n, \bar{Q}_b, \bar{M}_t, \bar{M}_n, \bar{M}_b, \bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{u}_t, \bar{u}_n, \bar{u}_b$ - амплитуда колебаний, s - функция формы осевого сечения кривого вала или стержня, действительная величина. Подставляя (15) в (14), получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений с комплексными коэффициентами:

$$\frac{d\vec{z}}{d\zeta} |R_m| = [B]\vec{z} + \Delta\vec{P}.$$

Интеграл решается аналитически, без применения метода замораживания. При решении задачи периодических вынужденных колебаний начальные условия не ставятся и метод замораживания не применяется. Решение уравнения (14) будет следующим.:

$$\vec{z} = \vec{C} e^{-\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} \frac{([B][R_m]^{-1} - \omega^2[M])}{[R_m]} d\zeta} \left[\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} \Delta P(\zeta) e^{\int_{\zeta_0}^{\zeta_1} ([B][R_m]^{-1} - \omega^2[M]) d\zeta} d\zeta \right].$$

Поскольку требуется гашение колебаний системы относительно нулевых начальных состояний, рассмотрим управление движением системы сервосвязями. Пусть движение системы ограничено следующими сервосвязями:

$$\Phi_\alpha(t, q_1, \dots, q_n) = 0, \quad (\alpha=1, \dots, a) \quad (16)$$

где, q_1, q_2, \dots, q_n - обобщённые координаты. Известно, что наряду с (16) в механической системе выполняются следующие соотношения:

$$\Phi_\alpha^*(t, q_1, \dots, q_n, \eta_1, \dots, \eta_\alpha) = 0 \quad (\alpha=1, \dots, a) \quad (17)$$

где, $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_\alpha$ - (16) параметры, характеризующие освобождение системы от сервосвязей. Тогда уравнения движения механической системы с множителями Лагранжа можно записать следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i + \lambda_i, \quad (i=1, \dots, n) \quad (18)$$

где, T, Π - кинетическая и потенциальная энергия механической системы, Q_i -обобщенная сила, λ_i - силы реакции сервосвязей.

В третьей главе диссертации "**Собственные и вынужденные колебания вала, установленного на вязкоупругих опорах**" рассматривается задача нахождения критической скорости роторной системы (или деформируемой системы вала) и построение формы колебаний.

Рассмотрим колебания дискового вала, установленного на вязкоупругих опорах (рис. 2). Пусть вал проходит через точку O диска. Пусть центр жесткости диска проходит через точку O . Дифференциальные уравнения движения этой механической системы получаются из дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода

$$\begin{aligned} M(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + \tilde{c}_1 l y_1 + \tilde{c}_2 l y_2 &= Mel\omega^2 \cos \omega t, \\ M(l_1\ddot{z}_2 + l_2\ddot{z}_1) + \tilde{c}_1 l z_1 + \tilde{c}_2 l z_2 &= Mel\omega^2 \sin \omega t, \\ A\omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \tilde{c}_1 l_1 l z_1 + \tilde{c}_2 l_2 l z_2 &= (A - B)\delta l \omega^2 \sin(\omega t - \varepsilon), \\ A\omega(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - B(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \tilde{c}_1 l_1 l y_1 + \tilde{c}_2 l_2 l y_2 &= (A - B)\delta l \omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon), \end{aligned} \quad (19)$$

где, l_1 и l_2 - расстояния от диска до опор, δ - малый угол отклонения оси, проходящей через точку диска от оси вращения, l - сумма двух расстояний,

$\tilde{c}_k f(t) = c_{0k} \left[f(t) - \int_0^t R_{ck}(t - \tau) f(\tau) d\tau \right]$ -коэффициент жесткости в операторной форме ($k = 1, 2$), c_{0k} - мгновенный модуль вязкости, $f(t)$ - произвольная функция времени. Предполагая, что подынтегральное выражение в уравнении (19) медленно изменяются во времени, используем метод замораживания:

$$\tilde{c}_k f(t) = c_{0k} [1 - \Gamma_{ck}^c(\omega_R) - i\Gamma_{ck}^s(\omega_R)].$$

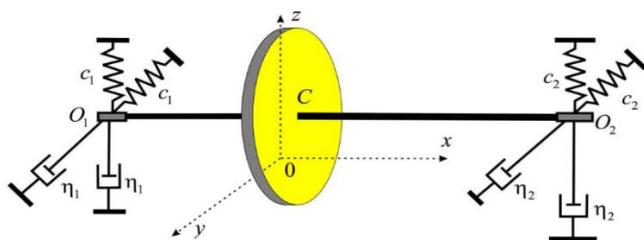


Рис. 2. Дисковый вал, установленный на вязкоупругих опорах

Если ставится задача о вынужденных установившихся колебаниях, то вместо системы интегродифференциальных уравнений второго порядка (19) получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка с комплексными коэффициентами

$$\begin{aligned} M(l_1\ddot{y}_2 + l_2\ddot{y}_1) + \tilde{c}_1 l y_1 + \tilde{c}_2 l y_2 &= Mel\omega^2 \cos \omega t, \\ M(l_1\ddot{z}_2 + l_2\ddot{z}_1) + \tilde{c}_1 l z_1 + \tilde{c}_2 l z_2 &= Mel\omega^2 \sin \omega t, \\ A\omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - B(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \tilde{c}_1 l_1 l z_1 + \tilde{c}_2 l_2 l z_2 &= (A - B)\delta l \omega^2 \sin(\omega t - \varepsilon), \\ A\omega(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - B(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + \tilde{c}_1 l_1 l y_1 + \tilde{c}_2 l_2 l y_2 &= (A - B)\delta l \omega^2 \cos(\omega t - \varepsilon), \end{aligned} \quad (20)$$

Решение системы (20) ищем в следующем виде

$$\begin{aligned} y_1 &= a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t, & y_2 &= a_2 \cos \omega t + b_2 \sin \omega t, \\ z_1 &= b_3 \cos \omega t + a_3 \sin \omega t, & z_2 &= a_4 \sin \omega t + b_4 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (21)$$

Если (21) подставить в (20) и после несложных преобразований получим следующую систему алгебраических уравнений

$$[\Delta]\{\Phi\} = \{P\},$$

где,

$$[\Delta] = \begin{bmatrix} m_1 l_1 \omega & m_2 l_2 \omega & (B-A)\omega^2 - \bar{c}_1 l_1 l & -(B-A)\omega^2 + \bar{c}_2 l_{12} l \\ (B-A)\omega^2 - \bar{c}_1 l_1 l & -(B-A)\omega^2 + \bar{c}_2 l_2 l & -m_1 l_1 \omega & m_2 l_2 \omega \\ M l_2 \omega^2 + \bar{c}_1 l & -M l_1 \omega^2 + \bar{c}_2 l & m_1 l \omega & m_2 l \omega \\ -m_1 l \omega & -m_2 l \omega & M l_2 \omega^2 + \bar{c}_1 l & -M l_1 \omega^2 + \bar{c}_2 l \end{bmatrix}$$

$\{\Phi\}$ - одностолбцовая матрица, состоящая из неизвестных величин.

Принимая $[\Delta] = 0$, определим критическую скорость:

$$\Delta = [(B-A)\omega^2 + \bar{c}_2(\omega_R)l_1 l](M l_2 \omega^2 + \bar{c}_1(\omega_R)l) - [(B-A)\omega^2 - \bar{c}_1(\omega_R)l_1 l](M l_1 \omega^2 - \bar{c}_2(\omega_R)l) = 0. \quad (22)$$

Можно рассмотреть различные частные случаи уравнения (22). При получении численных результатов уравнение (22) решается методом Мюллера. Для проверки устойчивости системы вращающегося ротора используем метод D-разделения. Устойчивая область определяется методом D-разделения через комплексный корень с нулевой действительной частью характеристического уравнения (22).

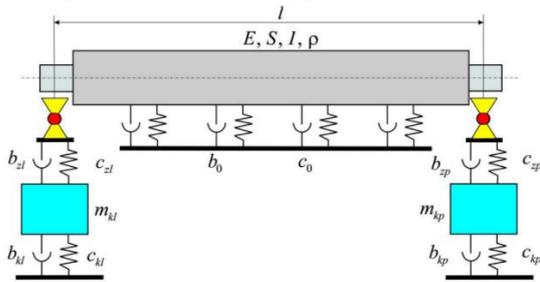


Рис. 3. Механическая система с распределёнными параметрами вала, установленного на вязкоупругих опорах

В общем механическую систему с распределёнными параметрами вала можно представить как показано на рис. 3. Если дифференциальное уравнение движения вала (2) с диском вывести для механической системы, представленной на рис. 4, то его через матрицы можно записать следующим образом

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{\phi}_y \\ \ddot{Y} \\ \ddot{\phi}_x \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -J_p \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_p & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{\phi}_y \\ \dot{Y} \\ \dot{\phi}_x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 & 0 \\ K_{12} & K_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{11} & -K_{12} \\ 0 & 0 & -K_{12} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ \phi_y \\ Y \\ \phi_x \end{Bmatrix} = \Omega^2 \begin{Bmatrix} m \in \cos(\Omega t + \alpha) \\ \chi(J_t - J_p) \in \cos(\Omega t) \\ m \in \sin(\Omega t + \alpha) \\ -\chi(J_t - J_p) \sin(\Omega t) \end{Bmatrix},$$

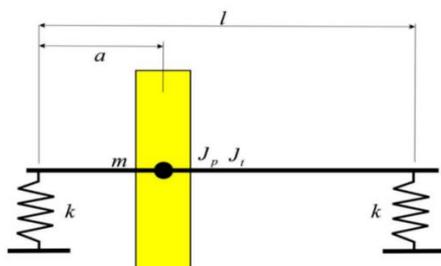


Рис. 4. Расчётная схема дискового вала, установленного на упругих опорах

Путем введения комплексных параметров

$$r = X + iY, \varphi = \varphi_y - i\varphi_x. \quad (23)$$

эту систему обыкновенных дифференциальных уравнений можно записать в виде

$$[M]\{\ddot{a}\} - i\Omega[G]\{\dot{a}\} + [K]\{a\} = \Omega^2\{f\}e^{i\Omega t} \quad (24)$$

где

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_t \end{bmatrix}, \{a\} = \begin{Bmatrix} r \\ \varphi \end{Bmatrix}, [G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} \tilde{K}_{11} & \tilde{K}_{12} \\ \tilde{K}_{12} & \tilde{K}_{22} \end{bmatrix}, \{f\} = \begin{Bmatrix} m \in e^{i\alpha} \\ \chi(J_t - J_p) \end{Bmatrix}.$$

Если принять $\tilde{K}_{12} = 0$, то получим интегро-дифференциальные уравнения второго порядка, не связанные между собой

$$m\ddot{r} + K_{110}r - K_{110} \int_{-\infty}^t R_{k1}(t-\tau)r(\tau)d\tau = m \in \Omega^2 e^{i(\Omega t + \alpha)},$$

$$J_t \ddot{\varphi} - i\Omega J_p \dot{\varphi} + K_{220}\varphi - K_{220} \int_{-\infty}^t R_{k2}(t-\tau)r(\tau)d\tau = \chi \Omega^2 (J_t - J_p) e^{i(\Omega t)}. \quad (25)$$

Если рассмотреть механическую систему с распределенными параметрами, то ее уравнение является интегро-дифференциальным уравнением в частных производных. Его дифференциальные уравнения движения получают проецированием сил, действующих на элементарно выделенный кусочек, на оси координат (рис. 5):

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + E_0 I_y \left[\frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - \int_{-\infty}^t R_E(t-\tau) \frac{\partial^4 u(z,\tau)}{\partial z^4} \right] = f(z,t). \quad (24)$$

Решение этого уравнения для вынужденных гармонических колебаний будем искать в виде: $u = u_y(z)e^{i\Omega t}$, где Ω – частоты внешних сил. Решение этого уравнения выражается через функции Крылова.

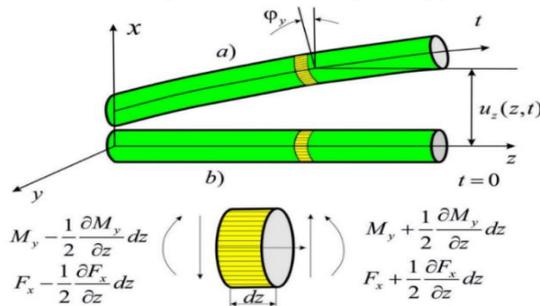


Рис. 5. Схема вала с распределёнными параметрами

Пусть задан массивный вал, установленный на вязкоупругих опорах. Пусть вал изготовлен из стали 40Ст. На основе метода конечных элементов получаем систему обыкновенных интегро-дифференциальных уравнений

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + c_e(\{q(t)\} - \int_{-\infty}^t [R_e(t-\tau)]\{q(\tau)\}d\tau) = 0 \quad (27)$$

где, $[M]$ - матрица масс; $\{q(t)\}$ - вектор перемещений

$$\{q(t)\} = \{x_i, y_i, z_i, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \theta_{z1}, \dots, x_{11}, y_{11}, z_{11}, \theta_{x11}, \theta_{y11}, \theta_{z11}\}^T x.$$

Изменение амплитуды колебаний конструкции вала в зависимости от частоты внешних сил на основе критической скорости показано на рис. 6 и 7. При получении численных результатов были приняты следующие величины

$$\varepsilon = 0.0045, k_x = 0.60, k_y = 1.20, \delta_y = \delta_x = 0.05.$$

Оказывается, что изменение амплитуды смещения ротора, установленного на валу, по осям по частоте может привести к резонансному состоянию. Из полученных графиков видно, что колебания по вертикальной

оси до 25% больше, чем в горизонтальном направлении. Оказывается, что разность фазовых скоростей изменяется в пределах разности между двумя критическими частотами. Позже разность фаз снова станет одинаковой. На рис. 8 показано изменение резонансной амплитуды в зависимости от частоты.

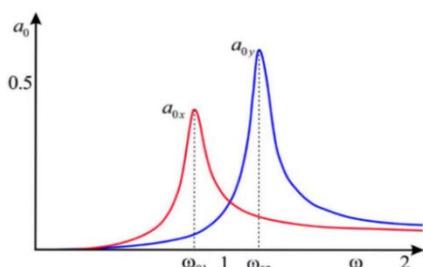


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний от частоты

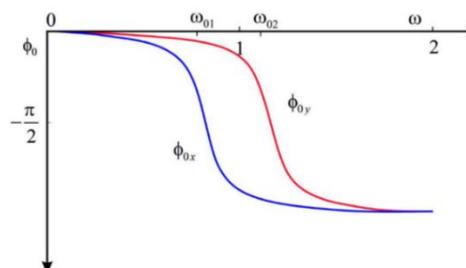


Рис. 7. Зависимость фазы колебаний от частоты

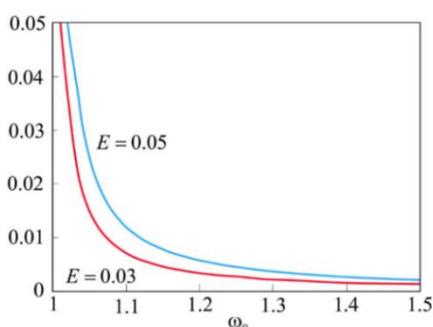


Рис 8. Частотная зависимость амплитуды резонанса

Для ротационных валов $G = 2452N$, $m = 250kg$, $\omega = 52,9rad/s$, $e_{ст} = 0,1mm$. Вычисляя, получили: $\bar{F}_s = \omega^2 \cdot m \cdot \bar{e}_{ст} = 52,9^2 \cdot 250 \cdot 0,1 = 69,9kN$.

Установлено, что увеличение линейной скорости быстро вращающегося вала от 4 до 10 м/с способствует повышению степени измельчения на всех стадиях измельчения, в других процессах можно использовать скорость 5-6 м/с (табл.1).

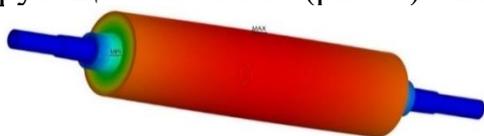
Таблица 1.

Изменение степени измельчения вследствие увеличения линейной скорости быстроходного вала

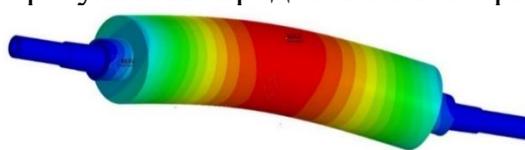
| Стадия измельчения | I | II | III | IV | V |
|--|---------|---------|--------------------|--------------------|-------|
| Количество рифелей на 1 см | 4.0 | 5.5 | 6.5 | 9.0 | 10 |
| Углы рифля | 30/65 | 30/65 | 30/65 | 45/65 | 45/65 |
| Высота зуба рифля | 0.2 | 0.2 | 0.1 | 0.1 | 0.1 |
| Угол наклона | 6 | 6 | 8 | 10 | 10 |
| Коэффициент вращения | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 | 1÷2.5 |
| Число оборотов вала Элдв. | 960 | 960 | 960 | 960 | 960 |
| Частота вращения быстро вращающегося ротационного вала | 506 | 506 | 506 | 506 | 506 |
| Расстояние между валами (мм) | 0,8÷1,0 | 0,6÷0,8 | 0,4÷0,6 0,2÷0,4 | 0,2÷0,3 0,1÷0,2 | 0,05 |

В то же время, увеличение линейной скорости свыше 6 м/с приводит к увеличению превращения зерна в муку и расхода энергии. Такое изменение скорости приводит к изменению уровня качества, поэтому линейная скорость ротационных валов, в процессе измельчения, должна быть в пределах 4-5 м/с,

по требуемым технологическим параметрам в программе SOLIDWORKS изучены изменения ротационного вала под действием распределенной силы и крутящего момента (рис. 9). Численные результаты представлены на рис. 9.



Первая собственная форма колебаний



Второй вид собственных колебаний

Рис. 9. Форма собственных колебаний вала, установленного на вязкоупругих опорах

В четвертой главе диссертации "Зависимость амплитуды перемещений и напряжений от частоты при линейных вынужденных колебаниях вязкоупругих роторов" решена задача вынужденных колебаний вязкоупругих коаксиальных роторов и нахождения напряженно-деформированного состояния валов. Предположим, что роторы 1 и 2 определяются следующими координатами y_1, z_1, y_2, z_2 . Используя дифференциальное уравнение Лагранжа второго рода, запишем следующую систему обыкновенных интегро-дифференциальных уравнений в матричной форме.

$$[M]\{\ddot{y}\} + [L]\{\dot{y}\} + [C_0] \left(\{y\} - \int_0^t [R(t - \tau)]\{y(\tau)\}d\tau \right) = 0 \quad (28)$$

где M, L, C_0, y - матрицы.

Если движение вала ограничено сервосвязями вида (16), то система (28) принимает следующий вид:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [L]\{\dot{y}\} + [C_0] \left(\{y\} - \int_0^t [R(t - \tau)]\{y(\tau)\}d\tau \right) = \{X_p(t)\} + R^2(y),$$

где, $R^{(2)}(y)$ -силы реакции сервосвязей.

Для изучения вынужденных колебаний даны следующие: число вращений первого ротора $n_1 = 4000 \text{ aysl/min}$, $\omega_2/\omega_1 = 1.2$. Для определения изменения частоты вала в зависимости от жесткости опоры взяты 20 точек вала. Изменение амплитуды колебаний диска, установленного на валу, в зависимости от частоты показано на рисунках 10-12. Параметры трехпараметрического слабо сингулярного ядра (Колтунов-Ржаницын), выражающие вязкость среды, приняты следующие (Колтунов-Ржаницын): $R(t) = Ae^{-\beta t}/t^{1-\alpha}$, $A = 0,048$; $\beta = 0,05$; $\alpha = 0,1$.

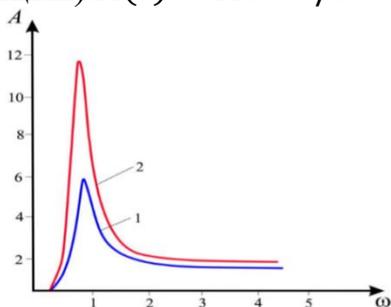


Рис 10. Связь между амплитудой и частотой (диск расположен на расстоянии 1/4), 1-линия $A=0.048$, 2-линия $A=0.078$.

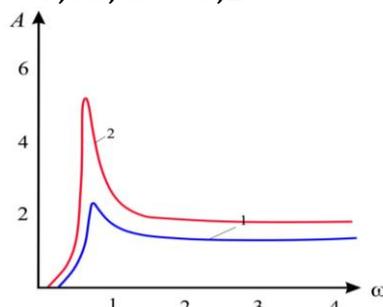


Рис 11. Связь между амплитудой и частотой (диск расположен на расстоянии 1/3) представлена для случая, когда линия 1 $A=0.078$, а линия 2 $A=0.041$.

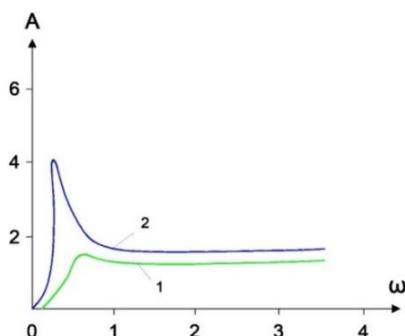


Рис 12. Связь между амплитудой и частотой (диск расположен на расстоянии $2\pi/3$) 1- $A=0.15$, а линия 2- $A=0.09$.

Результаты сравниваются, в частном случае (без учета вязкости) с результатами А.С.Кельзона, В.И.Яковлева. Разница между ними составила до 15%. Модули мгновенной упругости приняты равными 0.1 и 0.2. Массу приняли равной 1.

Общие выводы и рекомендации

1. Предложена общая вариационная математическая постановка задачи динамики диссипативно-однородных и неоднородных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел с ротором. Связь между напряжениями и деформациями учитывается с помощью интеграла Больцмана-Вольтера.

2. На основе метода интегрального преобразования Лапласа, методов Мюллера, Гаусса и Рунге-Куты разработана методика решения задач свободных и вынужденных колебаний диссипативных механических систем, состоящих из твердых и деформируемых тел, и их управления.

1. Если реологические свойства элементов механической системы одинаковы, то мы называем их диссипативно-однородными механическими системами, если коэффициенты вязкости некоторых элементов равны нулю, то такие системы, приведенные в работах И.Г. Трояновского и И.И. Сафарова, называются диссипативно-неоднородными механическими системами.

2. Приведены алгоритм и численные результаты исследования задач свободных колебаний дискового вала (или ротора с распределенными параметрами), установленного на вязкоупругих опорах.

4. Впервые поставлена задача активного управления механической системой с ротором (вращающимся валом) и разработан алгоритм ее решения.

5. Исследовано изменение действительной и мнимой частей частоты свободных колебаний в зависимости от угловой скорости вращения вала. Установлено, что изменение действительной и мнимой частей частоты в зависимости от скорости вращения выражается возрастающими функциями.

6. Показано, что в области частот средних колебаний возможен резонанс. Изучены свойства свободных и вынужденных колебаний системы вала, установленного на вязкоупругих опорах, с учетом случаев деформации и жесткости

**ONE TIME SCIENTIFIC COUNCIL PhD.03/27.02.2021.FM.101.02 ON
AWARDING SCIENTIFIC DEGREES AT BUKHARA STATE
TECHNICAL UNIVERSITY**

**TASHKENT STATE TECHNICAL UNIVERSITY NAMED AFTER ISLAM
KARIMOV**

QALANDAROV NAVRUZBEK OLIMBAYEVICH

**VIBRATION AND WAVE PROPAGATION OF THREE-LAYER PLATES
WITH A VISCOUS-ELASTIC FILER**

**01.02.01-Theoreticl mechanics
-01.02.04 - Mechanics of Deformable Solids**

**DISSERTATION ABSTRACT
for scientific degree Doctor of Philosophy (PhD) in technical sciences**

Bukhara - 2025

The topic of the dissertation of Doctor of philosophy (PhD) in technical sciences is registered with the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan for 2025-06-12 B2025.2.PhD/T3111.

The dissertation has been prepared at Tashkent State Technical University named after Islam Karimov.

The abstract of the dissertation is posted in three (Uzbek, Russian, English (resume)) languages on the website of the university. (www.https://bstu.uz/) and "Ziyonet" Information and Educational Portal (www.ziyonet.uz) placed.

Scientific supervisor:

Teshaev Mukhsin Khudoyberdievich
Doctor of Physics and Mathematics, Professor

Nematov Erkinjon Hamroyevich
Doctor of Philosophy in Technical Sciences, Associate Professor

Official opponents:

Mavlonov Tulkin
Doctor of Technical Sciences, Professor

Dusmatov Olimjon Musurmonovich
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

Leading organization:

Toshkent State Transport University

The defense of the thesis will take place on 21 november 2025 at 10:00 o'clock at a meeting of the Scientific Council Phd.03/27.02.2021.FM.101.02 at the Bukhara State Technical University at the address: 200100, Bukhara, st. K. Murtazayev, 15. Phone: (+99865) 223-78-84; fax: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz.

The dissertation can be found at the Information resource center of the Bukhara State Technical University (registered under the number No.479.). (Address: Bukhara region, 200100, Bukhara, K. Murtazaev st., 15. Phone: (+99895) 604-44-70).

Abstract of dissertation sent out on 8 november 2025 year
(mailing report № 2 on 13 september 2025 year)



I.I. Safarov

Chairman of the One-time Scientific Council for the Awarding of Academic Degrees, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor.

R.A. Sabirova

Academic Secretary of the One-time Academic Council for the Award of Academic Degrees, PhD in Physical and Mathematical Sciences

Z.I. Boltayev

Chairman of the One-time Scientific Seminar under the Scientific Council for awarding academic degrees, (DSc) in Physics and Mathematics, Professor

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

Relevance and necessity of the dissertation topic. In the world, roller structures mounted on supports are widely used in the mining, machine-building, aviation and cosmonautics, food, and transport industries. Thousands of such industries operate in the countries of the world. For this purpose, the development of a methodology and algorithm for theoretically studying the strength of roll structures, taking into account the deformation properties of the material, as well as the application of roll structures operating in these processes, occupies one of the leading places. Globally, the main food consumption product is flour, which necessitates the introduction of energy- and resource-saving machines into grain processing processes.

In the world, research work is being conducted aimed at developing new scientific and technical solutions for resource-saving technologies and technical means for roller structures installed on supports. In this area, in developed foreign countries, special attention is paid to the development of reliable calculation methods that ensure the strength of structural elements in engineering and aviation devices, as well as the reduction of dynamic stresses and deformations arising on shafts within permissible limits, the distribution of accumulated stresses in the least possible cases. Therefore, special attention is paid to the comprehensive study of medium and high-speed machines, the search for general patterns of processes carried out in them, and the calculation of such units with mandatory consideration of energy efficiency and productivity.

In the Development Strategy of New Uzbekistan for 2022-2026, it is indicated..." to develop cooperation ties between industrial enterprises and scientific institutions. Important tasks have been identified for the development in the districts being transformed into innovation zones of technologies for the production of innovative products that create 2-3 times higher added value than existing analogues at a price of up to 50 percent, including the implementation of 195 projects worth 165.9 billion soums. In the implementation of these tasks, including the design of machines and mechanisms for processing grain products, it is important to reduce the load and vibration activity both to eliminate emergency modes and to ensure normal operating conditions and maintenance of the machine.

The object of the research is deformable rotary shafts and support structures, as well as coaxial rotors.

Practical results of the research:

The service life of existing rotary shafts was verified in the SOLIDWORKS program and it was established that they correspond to 95-97% of the operational state in production;

In the SOLIDWORKS program, the reduction of deflection and load on rotary shafts due to changes in their structural dimensions was determined;

methods for reducing the load on rotary crushing machines have been developed;

The theoretical foundations of the composition of casting and processing during the localization of rotary shaft production by the centrifugal method have been determined;

Recommendations have been developed for the development of a new type of shaft design based on the dynamic parameters necessary for the production of rotary shafts;

The optimal composition of metals in the casting at the "Bukhara Mechanical Repair Plant" JSC for establishing domestic production has been determined;

as a result of the introduction of rotary shaft production, metal consumption decreased by 2-6%;

As a result of reducing metal consumption (reducing shaft weight), the service life of rotary shafts and drives increased by 12.5-14.5%;

The mathematical solution of the dependence of bending (deformation) on the internal diameter of the shaft was determined when developing the theoretical foundations for reducing loads on rotary shafts;

The scientific and practical significance of the research results. The scientific significance of the research results is explained by their significant contribution to the development and improvement of the theory of dynamics of shaft design installed on viscoelastic supports.

The practical significance of the research results is explained by the fact that they allow for the study of new regularities for assessing the stress-strain state of a shaft mounted on viscoelastic supports under harmonic and unstable loads, as well as the developed methods and calculation programs serve to solve and investigate problems of shaft oscillations.

Implementation of the research results.

Based on the obtained results on the dynamic characteristics and dynamic stress-strain state of the shaft installed on viscoelastic supports:

The methods developed in the dissertation to reduce the loads on shafts installed on viscoelastic supports were used to optimize the composition of castings in the localization of rotary shaft production at the "Bukhara Mechanical Repair Plant" JSC (Certificate of the Food Industry Association of Uzbekistan No. 04-60/06-25 dated 04.06.2025). As a result, metal consumption decreased by 2-6%, the service life of drives increased by 12.5-14.5%, and energy consumption decreased by 11-13%;

methods for determining the critical velocity of the shaft structure installed on viscoelastic supports were used in the project "Creating a technology for coating steel materials with nanocomposite metal coating that increases their wear resistance and corrosion resistance," completed at the Bukhara Engineering and Technology Institute in 2024 (Certificate of the Food Industry Association of Uzbekistan No. 04-60/06-25 dated 04.06.2025). As a result, the limit values of the kinematic and dynamic parameters of the drives of the deformable shaft were determined for the application of shaft design in industrial production, and the series of bearings used in the supports were optimized by reducing;

designs that provide energy intensity on shafts installed on viscoelastic supports were used at the Tashkent State Technical University named after I. Karimov to determine the cast composition of rotary shafts used in grinding grain products (Certificate of the Food Industry Association of Uzbekistan No. 04-60/06-25 dated 04.06.2025). As a result, the optimal parameters of the hard layer of the rollers used in the process of grinding wheat, alloyed 8620 AISI 8620 steel, and groove material were determined.

Publication of research results. 23 scientific works have been published on the topic of the dissertation, including 11 articles in scientific publications recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for the publication of the main scientific results of doctoral (DSc) dissertations, of which 5 are in republican and 6 in foreign journals.

Structure and scope of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of references, and appendices. The volume of the dissertation is 116 pages.

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

I bo'lim (I часть; part I)

1. Nematov E.Kh, Qalandarov N.O., Abdullayev Y.B. Material and strength characteristics of shafts used in rotary milling machines. "Fan va texnologiyalar taraqqiyoti ilmiy-texnikaviy jurnali". – Buxoro. – 2024. – №2. – 27-32 b. (05.00.00. №24)
2. Teshayev M.X., Nematov E.Kh, Qalandarov N.O. Calculation of kinematics of grinding shafts in flour production. "Fan va texnologiyalar taraqqiyoti ilmiy-texnikaviy jurnali". – Buxoro – 2024. – №2. – 32-41 b. (05.00.00. №24)
3. Teshayev M.X., Nematov E.Kh, Qalandarov N.O. Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamikasi masalalari. "Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali". – Namangan – 2024. – №3(16). – 18-23 b. (05.00.00. №33).
4. Teshayev M.X., Nematov E.Kh, Qalandarov N.O. Qovushoq-elastik tayanchlarga o'rnatilgan valning dinamikasini hisoblash. "Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali". – Namangan – 2024. – №3(16). – 24-30 b. (05.00.00. №33).
5. Nematov E.Kh., Qalandarov N.O. Calculating of determining force and speed of rotary shafts for grinding. "Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali". – Namangan – 2024. – №4(13). – 69-79 b. (05.00.00. №33).
6. A.O.Umarov, U.Sh.Jurayev, T.O.Zhuraev, F.F.Khamidov, N.O.Kalandarov Seismic vibrations of spherical bodies in a viscoelastic deformable medium. "Part 2. The 1st International Conference on Problems and Perspectives of Modern Science AIP Conf". Proc. 2432, 030125-1–030125-7; <https://www.researchgate.net/publication/361389635>.
7. Imoil Safarov, Muhsin Teshayev, Sharif Axmedov, Abdurakhim Marasulov, Navruzбек Qalandarov. Dynamic stress-strain states in viscoelastic half-spaces from the effects of cylindrical inclusion loads. "Proceedings of the II International Conference on Advances in Materials, Systems and Technologies AIP Conf". Proc. 2467, 060024-1–060024-10; <https://www.researchgate.net/publication/363001781>.
8. Muhsin Teshayev, Navruzбек Qalandarov, Sitara Berdiyeva. Method of balancing a rotational shaft for grain grinding. "Proceedings of the IV International Conference on Advances in Science, Engineering, and Digital Education AIP Conf". Proc. 3268, 020023-1–020023-6; <https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/3268/1/020023/3336766/>.
9. Muhsin Teshayev, Navruzбек Qalandarov, Sitara Berdiyeva. Exploring material characteristics of shafts in rotary milling machines. "Proceedings of the IV International Conference on Advances in Science, Engineering, and Digital Education AIP Conf". Proc. 3268, 020023-1–020023-6; <https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/3268/1/020024/3336765/>.

10. Nematov E.Kh., Kalandorov N.O. Fundamentals of the theory of the process of grinding grain into rotary machines. "GALAXY international interdisciplinary research journal". 2023 – (GIIRJ) Vol. 11. Issue 09. – P. 201-204 (IF=8,057). <https://internationaljournals.co.in/index.php/giirj/article/view/4394>

11. Nematov E.Kh., Qalandarov N.O. Calculation of the torque of the rotary shaft. "Eurasian journal of research, development and innovation". 2023. – Volume 24. – P. 1-4 (IF=8,015) <https://geniusjournals.org/index.php/ejrди/article/view/5046/4240>

12. Nematov E.Kh., Kalandorov N.O., Sadilayeva S.J. Requirements for the use of rotary shafts used on roller looms. "Eurasian Scientific Herald". 2022. – Volume 6. – P.70-72. <https://geniusjournals.org/index.php/esh/article/download/822/725>

13. Nematov E.Kh. Kalandarov N.O., Sadilayeva S.J. Mill system rotary roller cylinders. "Academicia Globe: Inderscience Research". 2022. – Volume 3. Issue 3. – P. – 177-181. <https://agir.academiascience.org/index.php/agir/article/view/542/493>

14. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Виды конструкции измельчительной машины и расчет производительность ротационного машина. "Central asian journal of theoretical and applied sciences".2023. – Volume 04. – P. – 129-137. <https://cajotas.casjournal.org/index.php/CAJOTAS/article/view/1216/1279>

15. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Процессы измельчения материалов. "Journal of intellectual property and human rights". 2023. – Volume 2. P. – 22-27. <https://econferenceseries.com/index.php/icmsss/article/download/2836/2757/2831>

I bo‘lim (I часть; part I)

16. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Ротацион машинанинг динамикавий системасининг устуворлик белгилари. "Zamonaviy muhandislik kommunikatsiya tizimlari va avtomobil yo'llari infrastructuresidagi dolzarb muammolar" mavzusida Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya to'plami. II-tom. – Namangan. – 2022. – 125-130 b.

17. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Параметры рифленого вальца. "International conference on modern Science and scientific studies". – France. – 2023. Vol 2. Issue 10. – P.130-134

18. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Анализ параметров ротационного вала для измельчения зерновых материалов. "Proceedings of International Educators conference". – Italy. – 2023. Vol 2. Issue 10. P. – 41-44

19. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Геометрические параметры в производстве ротационного вала. Международная научная и научно-техническая конференция «Интеграция науки, образования и производства в машиностроении: тенденции, методы и решения». – Тошкент. – 2023. С. – 278-281

20. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Основы теории процесса измельчения зерна в ротоционные машины. "Mexanika muammolarini

yechishda innovatsion yechimlari va istiqbollari respublika ilmiy amaliy konferensiyasi materiallari to'plami". – Buxoro. – 2024. – 232-234 b.

21. Nematov E.H., Qalandarov N.O. Rotatsion maydalash mashinalarda ishlatiladigan rotatsion vallarning texnik parametrlari taxlili. "II Kimyo tog'-kon sanoatining dolzarb muammolarining innovatsion yechimlari mavzusidagi Xalqaro ilmiy-texnik anjuman materiallari". – Nukus. – 2024. – 189-191 b.

22. Nematov E.H., Qalandarov N.O. Rotatsion vallarni tayyorlashda ishlatiladigan asosiy metallar. "Fan va texnika taraqqiyotida intellektual yoshlarni o'rni mavzusida respublika miqyosidagi ilmiy va amaliy anjuman materiallari". – Toshkent. – 2024. – 606-609 b.

23. Нематов Э.Х., Каландаров Н.О. Совершенствование вальцовой станков. этапы измельчения зерна. "Zamonaviy muhandislik kommunikatsiya tizimlari va avtomobil yo'llari infrastrukturasidagi dolzarb muammolar" mavzusida Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferensiya to'plami. II-tom. – Namangan. – 2022. – 121-125

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

Bosishga ruxsat etildi: 8.11.2025 Bichimi: 60x84 1/16.
“Times New Roman” garniturada raqamli bosma usulda bosildi.
Shartli bosma tabog‘i: 3. Adadi 100. Buyurtma №321.
Guvohnoma AI №178.08.12.2010

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

