

**BUXORO DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

SAMARQAND DAVLAT UNIVERSITETI

KASIMOVA FIRUZA ULUG'BEKOVNA

**GARMONIK VA TASODIFIY QO'ZG'ALISHLARDA
TEBRANISHLARDAN HIMOYALANUVCHI KO'NDALANG KESIMI
O'ZGARUVCHAN STERJENLARNING DINAMIKASI**

01.02.01 – Nazariy mexanika

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI**

Buxoro – 2026

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
avtoreferati mundarijasi**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD)
по физико-математическим наукам**

**Contents of dissertation abstract of the doctor of philosophy (PhD)
on physical-mathematical sciences**

Kasimova Firuza Ulug'bekovna

Garmonik va tasodifiy qo'zg'alishlarda tebranishlardan himoyalanuvchi
ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenlarning dinamikasi5

Касимова Фируза Улугбековна

Динамика виброзащищаемых стержней переменного поперечного сечения
при гармонических и случайных воздействиях21

Kasimova Firuza Ulug'bekovna

Dynamics of cross – section variable beams protected from vibrations in harmonic
and random excitations41

E'lon qilingan ishlar ro'uxati

Список опубликованных работ
List of published works45

**BUXORO DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI
PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 RAQAMLI ILMIY KENGASH**

SAMARQAND DAVLAT UNIVERSITETI

KASIMOVA FIRUZA ULUG'BEKOVNA

**GARMONIK VA TASODIFIY QO'ZG'ALISHLARDA
TEBRANISHLARDAN HIMOYALANUVCHI KO'NDALANG KESIMI
O'ZGARUVCHAN STERJENLARNING DINAMIKASI**

01.02.01 – Nazariy mexanika

**Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi
AVTOREFERATI**

Buxoro – 2026

Fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2023.4.PhD/FM961 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya Samarqand davlat universitetida bajarilgan.

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

Ilmiy rahbar:

Dusmatov Olimjon Musurmonovich
fizika-matematika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponenlar:

Safarov Ismoil Ibrohimovich
fizika-matematika fanlari doktori, professor

Ruzmatov Maksud Israilovich
fizika-matematika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD), dotsent

Yetakchi tashkilot:

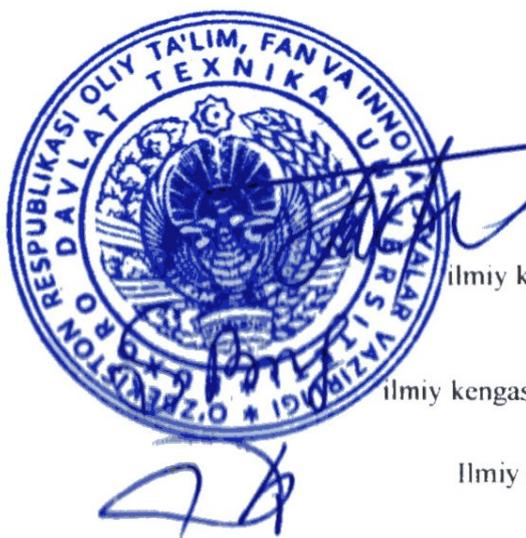
**Mirzo Ulug'bek nomidagi Samarqand davlat
arxitektura-qurilish universiteti**

Dissertatsiya himoyasi Buxoro davlat texnika universiteti huzurifagi ilmiy daraja beruvchi PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 raqamli Ilmiy kengashning 2026-yil « 27 » fevral kuni soat 10:00 dagi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 200100, Buxoro shahar, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15. [Tel:\(+99865\) 223-78-84](tel:+998652237884); faks (+99865) 223-79-72, E-mail:bstu_info@edu.uz).

Dissertatsiya bilan Buxoro davlat texnika universitetining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№ 488 raqam bilan ro'yxatga olingan). Manzil (200100, Buxoro shahri, Q.Murtazoyev ko'chasi, 15. tel.:(+99895)604-44-70).

Dissertatsiya avtoreferati 2026-yil «7» fevral kuni tarqatildi.

(2025-yil «2» dekabrda № 19 raqamli reestr bayonnomasi).



M.X.Teshaev

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

R.A.Sabirova

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

Z.I.Boltayev

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

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda texnika va texnologiyalarning, sanoat va ishlab chiqarishning turli sohalarida qo‘llanilayotgan murakkab qurilmalarni tashqi ta’sirlar natijasidagi harakatlarida yuzaga keladigan zararli tebranishlardan himoyalash, mustahkamligini ta’minlash, ishonchli ishlashi orqali samarador va uzoq muddatli foydalanishga erishishga alohida e’tibor qaratilgan. Shu jihatdan, mashina va mexanizmlarning, turli uskunalari, qurilmalar va ularning elementlarining tebranishlariga oid mavjud muammolarni ilmiy asoslab, matematik modellarini ishlab chiqish, dinamikasini baholash, tebranma harakatlarida ustuvorligini tekshirish va zarur tavsiyalar berish bo‘yicha ilmiy-tadqiqot ishlari olib borish dolzarb muammolardan hisoblanadi. Rivojlangan davlatlarda, jumladan AQSH, Germaniya, Rossiya, Xitoy, Turkiya, Yaponiya va boshqa davlatlarda ishlab chiqarilayotgan murakkab mexanik sistemalarning zararli tebranishlarini so‘ndirish hamda uzoq muddat ishonchli ishlashini ta’minlash bo‘yicha mavjud muammolarni yechish muhim bo‘lgan vazifalardan hisoblanadi.

Jahonda texnikaning barcha sohalarida muhandislik qurilmalari hamda ularning elementlarini turli jarayonlarda hosil bo‘ladigan zararli tebranishlardan himoyalashda qo‘llaniladigan yuqori effektivli dinamik so‘ndirgichlarni yaratish, ularni amaliy qo‘llanilishini ilmiy asoslab berish, materiallarning chiziqli bo‘lmagan dissipativlik xossalarini hisobga olgan holda dinamik xarakteristikalarini va ustuvorligini tekshirish bo‘yicha ilmiy tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Ushbu yo‘nalishda, jumladan taqsimlangan parametrlil mexanik sistemalarini tebranishlarini so‘ndirishda elastik elementlarini materiallarini yuqori dempferlash xususiyatiga ega bo‘lgan dinamik so‘ndirgichlarni matematik modellashtirish dinamikasini tekshirish, samarali hisoblash usullarini qo‘llashga hamda takomillashtirishga alohida e’tibor berilmoqda.

Respublikamizda sanoat, texnika va texnologiyaning ko‘plab sohalarida keng qo‘llanilayotgan qurilmalarni va ularning elementlarini matematik modellashtirish, dinamikasini va ustuvorligini o‘rganishga oid ko‘plab amaliy va fundamental loyihalar bo‘yicha ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. 2022-2026 yillarga mo‘ljallangan Yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasida, jumladan “Sanoat tarmoqlarida yo‘qotishlarni kamaytirish va resurslarni ishlatish samaradorligini oshirish..., qurilish materiallari ishlab chiqarish klasterlarini tashkil etish...”¹ vazifalari belgilab berilgan. Mazkur vazifalarni amalga oshirish, jumladan qurilmalar va ularni elementlarining modellarini dissipativlik xossalarini hamda tashqi ta’sirlarni e’tiborga olgan holda ishlab chiqish, dinamikasini va ustuvorligini tekshirish masalalari dolzarb hisoblanadi.

O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son “2022-2026 yillarga mo‘ljallangan Yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to‘g‘risidagi” Farmoni, 2008 yil 15 iyuldagi PQ-916-son “Innovatsion loyihalar va texnologiyalarni ishlab chiqarishga tatbiq etishni rag‘batlantirish borasidagi qo‘shimcha chora-tadbirlar to‘g‘risida”, 2017 yil 17 fevraldagi PQ-2789-son “Fanlar

¹O‘zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi “2022-2026 yillarga mo‘ljallangan Yangi O‘zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to‘g‘risidagi” PF-60-son Farmoni.

akademiyasi faoliyati, ilmiy-tadqiqot ishlarini tashkil etish, boshqarish va moliyalashtirishni yanada takomillashtirish chora-tadbirlari to‘g‘risida’gi Qarorlari hamda mazkur faoliyatga tegishli boshqa me‘yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo‘nalishlariga bog‘liqligi. Mazkur tadqiqot ishi Respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining IV. “Matematika, mexanika va informatika” ustuvor yo‘nalishlari doirasida bajarilgan.

Muammoning o‘rganganlik darajasi. O‘zbekiston va xorij olimlari tomonidan tebranishlardan himoyalalanuvchi mexanik sistemalarni matematik modellashtirish, turli tipdagi dinamik so‘ndirgichlarni modellarini yaratish, dinamikasi va ustuvorligini tekshirish masalalariga bag‘ishlangan ko‘plab ilmiy-tadqiqot ishlari A.M.Alekseev, Sh.P.Alimuxamedov, F.B.Badalov, O.M.Dusmatov, S.V.Yeliseyev, O.V.Zemskova, B.G.Korenev, V.B.Larin, M.A.Pavlovskiy, T.R.Rashidov, Yu.V.Radish, L.M.Reznikov, L.M.Rijkov, I.I.Safarov, M.X.Teshayev, K.V.Frolov, V.B.Yakovenko, H.V.Brussel, Q.Han, C.M.Harris, J.C.Ji, S.-M.Kim, Sh.-G.Kim, GJ. Den-Gartog, G.P.Nerubenko, K.M.Ragulskis, V.V.Karalishkin, A.K.Sborovskiy, M.M.Mirsaidov, Ya.G.Panovko, M.Z.Kolovskiy H.Rivaz, R.Rohling, J.S.Snowdon, J.Swevers va boshqa olimlar tomonidan olib borilgan, rivojlantirilgan va amaliyotga joriy etilgan.

Turli xil tashqi qo‘zg‘alishlar ta‘siridagi chiziqlimas murakkab mexanik sistemalar tebranishlari ustuvorligini tekshirish, ustuvorlik nazariyasi metodlari va kriteriyalarini tatqiq etish B.Atajanov, N.N.Bogolyubov, I.I.Gubanova, V.I.Vorotnikov, O.M.Dusmatov, A.V.Karapetyan, N.A.Korshunova, M.M.Martinyuk, D.R.Merkin, V.G.Miladjanov, N.N.Moiseyev, Yu.A.Mitropolskiy, M.A.Pavlovskiy, L.M.Rijkov, V.V.Rumyansev, X.T.Turayev, N.G.Chetayev, D.Liu, A.N.Michel, H.Ramon, E.Siller va boshqa olimlar tomonidan rivojlantirilgan va amaliy qo‘llash metodikalari yaratilgan.

Garmonik kinematik va tasodifiy qo‘zg‘alishlar uchun gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali taqsimlangan parametrlil tebranishlardan himoyalalanuvchi mexanik sistemalarning chiziqlimas tebranishlari M.A.Pavlovskiy, L.M.Rijkov, V.B.Yakovenko, O.M.Dusmatovlarning ishlarida matematik modellashtirilgan va dinamikasi o‘rganilgan. Garmonik va tasodifiy qo‘zg‘alishlar ta‘sirida bo‘lgan gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenlarning chiziqlimas tebranishlarini mataematik modellashtirish, dinamik so‘ndirgichlarning effektivligini baholash va ustuvorligini tekshirish yechilishni talab etadigan dolzarb masalalardan hisoblanadi.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta‘lim muassasasining ilmiy – tadqiqot ishlari rejasi bilan bog‘liqligi. Dissertatsiya tadqiqotlari Sharof Rashidov nomidagi Samarqand davlat universitetining “Deformatsiyalanuvchi muhit bilan o‘zaro ta‘sir qiluvchi diskret-uzluksiz tizimlarning ustuvorligi va tebranishlarini o‘rganish” (2020-2025-yillar) mavzusidagi ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlarning elastik dempferlovchi elementlari gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang chiziqlimas tebranishlarini matematik modellashtirish, tebranishlarni so'ndirish effektivligini baholash va ustuvorligini tekshirish metodikalari va sonli hisoblashlar algoritmlarini ishlab chiqishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlarning elastik dempferlovchi elementlari gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang chiziqlimas tebranishlarini matematik modellarini ishlab chiqish;

sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi garmonik tebranishlarida uzatuvchi funksiyasini, tasodifiy tebranishlarida ko'chishlar va absolyut tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlarini aniqlash;

garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi sterjenlarning tebranishlarini so'ndirishda dinamik so'ndirgichlarning effektivligini baholash metodikasini ishlab chiqish va konstruktiv parametrlarni tanlash bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqish;

garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan, nomukammal elastik sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarining ustuvorlik shartlarini aniqlash, ustuvorlik chegaralari va sohalarini topishning sonli hisoblashlar algoritmini ishlab chiqish.

Tadqiqotning ob'ekti sifatida nomukammal elastik ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenlar, qattiq jism va elastik demferlovchi elementga ega bo'lgan dinamik so'ndirgichlar olingan.

Tadqiqotning predmetini taqsimlangan va to'plangan massali mexanik sistemalarni matematik modellashtirish, hisoblash usullarini takomillashtirish, dinamikasini baholash, ustuvorlik shartlarini analitik ko'rinishda aniqlash, sonli tahlil qilish, tavsiyalar ishlab chiqishni tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Dissertatsiya ishini bajarishda nazariy mexanika, tebranishlar nazariyasi, ustuvorlik nazariyasi, sonli hisoblash usullari, vertikal urinmalar hamda Lyapunovning birinchi yaqinlashish usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi nomukammal elastik ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenlarning va ularning elastik dempferlovchi elementlari gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang chiziqlimas tebranishlarini matematik modellari ishlab chiqilgan;

sterjenlarning dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi chiziqlimas garmonik kinematik tebranishlarida uzatish funksiyasini, tasodifiy tebranishlarida ko'chishlari va absolyut tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlari ifodalarini analitik aniqlash metodikalari takomillashtirilgan va asoslab berilgan;

sterjenlarning kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang tebranishlarini so'ndirishda dinamik so'ndirgichlarning effektivligini baholashda sonli yechishning uslubiyati va konstruktiv parametrlarni tanlash bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqilgan;

garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlarning dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarini ustuvorlik shartlari aniqlangan, ustuvorlik chegaralari va sohalarini sonli aniqlashning uslubiyati ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlarning dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi garmonik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang tebranishlarida loyihalash bo'yicha matematik modellari olingan;

sterjenlarning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi optimal parametrlarini tanlash bo'yicha uzatish funksiyalari, ko'chishlari va absolyut tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlarining analitik ko'rinishda aniqlangan ifodalaridan foydalanib konstruktiv parametrlari bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqilgan;

ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlar va dinamik so'ndirgichlarning birgalikdagi kinematik va tasodifiy ko'ndalang tebranishlarida ustuvorligini ta'minlash uchun parametrlarni tanlash metodikasi ishlab chiqilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi asoslangan matematik va sonli usullarning qo'llanilishi, ishlab chiqilgan modellarning adekvatligi, xususiy hollarda ma'lum bo'lgan boshqa mualliflarning natijalari bilan solishtirish orqali tasdiqlangan.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenlarning dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarini materiallarning gisterezis tipidagi chiziqli bo'lmagan dissipativlik xususiyatlarini hisobga olgan holda garmonik va statistik chiziqilashtirish usullarini qo'llab matematik modellashtirish, tebranishlarni so'ndirish effektivligini baholash va ustuvorligini tekshirish metodikalarining ishlab chiqilgani bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarning amaliy ahamiyati esa sanoat, mashinasozlik, aviatsiya, kemasozlik va boshqa texnika sohalarida keng qo'llaniladigan mexanik sistemalarning ishonchliligini oshirish, ularni zararli tebranishlardan samarali himoyalash, xizmat muddatini uzaytirish hamda loyihalash jarayonlarida optimal konstruktiv parametrlarni tanlash imkoniyatini yaratishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlarda tebranishlardan himoyalayuvchi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenlarning dinamikasi bo'yicha olingan natijalar asosida:

garmonik kinematik va tasodifiy tebranishlar ta'siridagi transport vositalarining bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi erkin bo'lgan sterjenlar shaklidagi qismlarining materiallardagi chiziqilmas dempferlash xarakteristikalarini hisobga olgan tebranishlarini chastotalarning keng diapazonida pasaytirish metodikasi va algoritmidan Samarqand viloyati transport boshqarmasi "Tramvay liniyalarini ekspluatatsiya qilish direksiyasi" davlat korxonasiida transport

vositalarining sterjenlar shaklidagi qismlari tebranishlarini matematik modelini ishlab chiqishda va dinamikasini baholashda joriy qilingan (O‘zbekiston Respublikasi Transport vazirligining 26.06.2025 yildagi №04/6854 sonli ma’lumotnomasi). Natijada, garmonik kinematik qo‘zg‘alishlarda dinamik so‘ndirgichlarni qo‘llash orqali bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi erkin bo‘lgan sterjenlar shaklidagi qismlarning zararli tebranishlarni 1.2 martadan 2.6 martagacha kamaytirishga erishilgan.

gisterezis tipidagi chiziqlimas dissipativ xarakteristikali tebranishlardan himoyalانuvchi sterjenlarni matematik modellashtirish, masalalarni yechish metodikalari va sonli yechish algoritmi davlat dasturlari doirasida 2021-2023 yillarda Andijon davlat texnika institutida bajarilgan UZB-IND 2021-85 “Nano-termoplast (polipropilen), reaktoplast (epoksid smolasi asosida), nano o‘lchamdagi to‘ldiruvchilar bilan boyitilgan polimer kompozit materiallar va qoplamalarini mexanik hamda tribologik xossalarini takomillashtirish” mavzusidagi amaliy tadqiqot loyihasini bajarishda qo‘llanilgan (Andijon davlat texnika institutining 29.11.2025 yildagi № 01-03-3751 sonli ma’lumotnomasi). Natijada, kompozit materialli konstruksiya elementlarining dinamikasini tekshirish va sonli tahlil etish imkoniyati yaratilgan.

Tadqiqot natijalarining e‘lon qilinganligi. Dissertatsiyaning mavzusi bo‘yicha jami 13 ta ilmiy ish chop etilgan bo‘lib, shulardan O‘zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining falsafa doktori (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 7 ta ilmiy maqola, jumladan, 4 ta Respublika, 3 ta xorijiy nashrlarda (1 tasi xalqaro SCOPUS bazasida) nashr etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya kirish, to‘rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro‘yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 109 betni tashkil etadi.

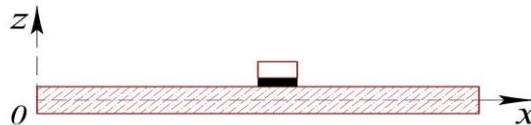
DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Dissertatsiyaning kirish qismda tadqiqotning dolzarbligi va zaruriyati asoslangan, Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo‘nalishlariga muvofiqqligi ko‘rsatilgan, tadqiqotning maqsadi va vazifalari, tadqiqotning ob‘ekti, predmeti, ilmiy yangiligi, amaliy natijalari, natijalarining ishonchliligi bayon qilingan. Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati yoritilgan. Nashr etilgan ishlar, dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi haqida ma’lumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan sterjenlarning tebranishlari dinamikasi, ustuvorligi va dinamik so‘ndirgichlarning qo‘llanilishi bo‘yicha adabiyotlar sharhi”** deb nomlangan birinchi bobida turli jarayonlarda sterjenlarning tebranishlari modellari, dinamik xarakteristikalari va dinamik so‘ndirgichlarga oid adabiyotlarning sharhi keltirilgan. Adabiyotlar tahlili bo‘yicha kinematik va tasodifiy qo‘zg‘alishlar ta’siridagi ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan bo‘lgan tebranishlardan himoyalانuvchi nomukammal elastik-gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenlarning ko‘ndalang

tebranishlarini matematik modellashtirish, dinamikasini o‘rganish va ustuvorligini tekshirish yechilishni talab etadigan dolzarb masalalardan ekanligi ko‘rsatilgan.

Dissertatsiyaning **“Garmonik kinematik qo‘zg‘alishlar ta’sirida ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas ko‘ndalang tebranishlari”** deb nomlangan **ikkinchi bobida** garmonik kinematik qo‘zg‘alishlar ta’siridagi ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan nomukammal elastik sterjen va uning gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik dempferlovchi elementga ega bo‘lgan dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi ko‘ndalang tebranishlarini o‘rganish masalasi qaralgan.



1- Sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan sxemasi.

Ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan nomukammal elastik sterjenning matematik modeli olingan. Bunda sterjen materialining gisterezis tipidagi dissipativlik xarakteristikalarini ifodalovchi chiziqlimas funksiya garmonik linearizatsiya usuli yordamida chiziqli kompleks funksiya bilan almashtirilib tenglamada xususiy formalar bo‘yicha qatorga yoyish usulidan foydalanib nomukammal elastik sterjen tenglamasining yechimi aniqlangan. Natijada sterjen ko‘ndalang tebranishlarining uzatish funksiyasi olingan. Sterjen ko‘ndalang tebranishlari dinamikasini parametrlarning turli qiymatlarida tahlil qilinib, dinamik xarakteristikalari bo‘yicha xulosalar olingan.

Kinematik qo‘zg‘alishlar ta’siridagi nomukammal elastik sterjen va qattiq jisimli elastik dempferlovchi elementi materialining dissipativlik xarakteristikalari gisterezis tipidagi dinamik so‘ndirgichning birgalikdagi ko‘ndalang tebranishlari differensial tenglamalar sistemasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - c(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\zeta)\delta(x - x_0) = -\rho F \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$m \frac{\partial^2 w(x_0)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} + c(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\zeta) = -m \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

bunda M – eguvchi moment; ρ, F – lar mos ravishda sterjen materialining zichligi va ko‘ndalan kesimi yuzi; $w(x_0)$ – dinamik so‘ndirgich o‘rnatilgan sterjen nuqtasining ko‘chishi; x_0 - dinamik so‘ndirgich o‘rnatilgan nuqta; $\delta(x)$ – Dirakning delta funksiyasi; c, m – lar mos ravishda dinamik so‘ndirgichning bikrligi va massasi; ζ – dinamik so‘ndirgichning nisbiy deformatsiyasi; θ_1, θ_2 - dinamik so‘ndirgich materialining dissipativ xossalariga bog‘liq bo‘lgan koeffisientlar bo‘lib, gisterezis sirtmog‘idan aniqlanadi; $j^2 = -1$; $f(\zeta_{ot})$ – tebranishlar dekrementi bo‘lib, ζ_{ot} nisbiy deformatsiya absolyut qiymatining funksiyasi hisoblanadi, $f(\zeta_{ot}) = D_1\zeta_{ot} + D_2\zeta_{ot}^2 \dots + D_s\zeta_{ot}^s$, D_0, D_1, \dots, D_s - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan parametrlari bo‘lib, dinamik so‘ndirgich materialining dempferlovchi xossalariga bog‘liq.

(1) differensial tenglamalar sistemasini xususiy formalar bo'yicha qatorda yoyish usulidan foydalanib yechish natijasida q_i va ζ o'zgaruvchilarning ifodalari qo'yidagicha aniqlangan:

$$q_i = -\frac{d_i\{S^2 + N_0\} + \mu\mu_0 u_{i0} N_0}{N_a\{S^2 + N_0\} + u_{i0} S^2 \mu\mu_0 N_0} W_0; \quad \zeta = -\frac{N_a - u_{i0} S^2 d_i}{N_a\{S^2 + N_0\} + u_{i0} S^2 \mu\mu_0 N_0} W_0; \quad (2)$$

bu yerda $N_0 = n_0^2 (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot})))$;

$$N_a = S^2 + (1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + 3B(-\eta_1 + j\eta_2) \times \\ \times \sum_{k=1}^n A_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times \\ \times \left[1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + 3(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right] \times \\ \times [1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + 3(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k] dx,$$

$$A_k = C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)}; \quad B = \frac{E}{\rho F d_{2i}}.$$

Natijada tebranishlardan himoyaluvchi sterjenning uzatuvchi funksiyasi aniqlangan va sonli hisoblashlar natijasida dinamikasi tekshirilgan. Bunda sterjen va dinamik so'ndirgich elastik dempferlovchi elementi materiallarining nomukammal elastik dissipativlik xossalari Pisarenko – Boginich modeli bo'yicha olingan.

Ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning chap uchi qistirib mahkamlangan, o'ng uchi erkin bo'lgan hol qaralgan. Bunda asos ko'chishi $w_0 = -\varepsilon a_0 \cos \omega t$ va dinamik so'ndirgich sterjenning erkin uchiga o'rnatilgan. U holda chegaraviy shartlar quyidagicha bo'ladi:

$x = 0$ bo'lgan sterjen uchi uchun:

$$w_i = w_0, \quad \frac{\partial w_i}{\partial x} = 0.$$

$x = l$ bo'lgan sterjen uchi uchun:

$$\frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial}{\partial x} (EI(x) \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2})|_{x=x_0} = -P_d,$$

bunda P_d – dinamik so'ndirgichning ko'ndalang kesimi o'zgaruvchi sterjenga ta'sirini ifodalovchi kuchining amplitudaviy qiymati.

Bunda $E = 2.08 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$; $\rho = 7810 \frac{kg}{m^3}$; $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x) m$;

$h = 2 \cdot 10^{-3} m$.

Xususiy tebranishlar formalarni quyidagicha olamiz:

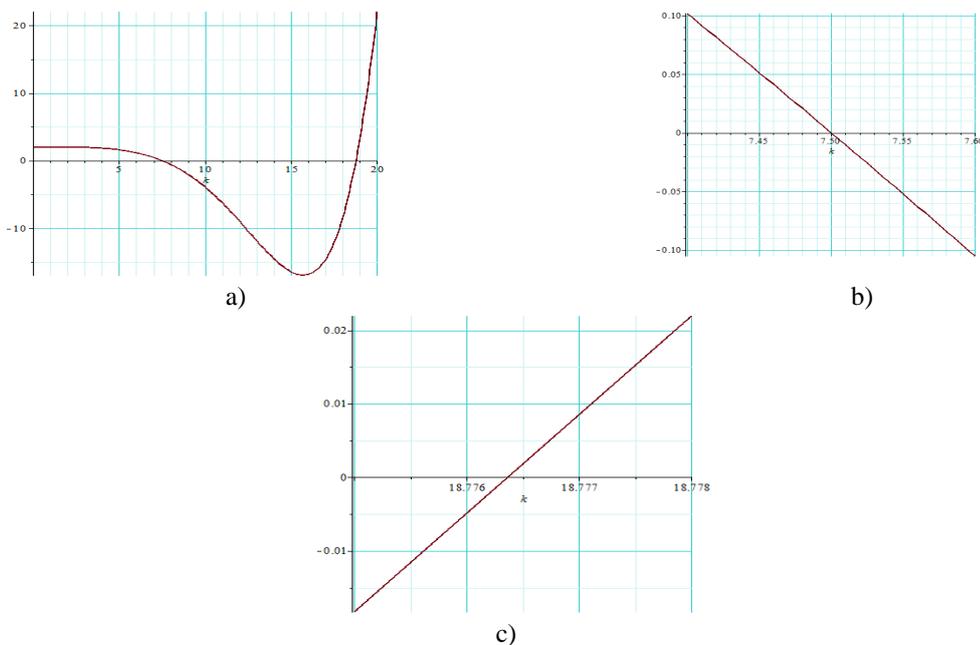
$$u_i(x) = AK_1(k_i x) + BK_2(k_i x) + CK_3(k_i x) + DK_4(k_i x), \quad (3)$$

bunda A, B, C, D – chegaraviy va dinamik shartlardan aniqlanuvchi koeffitsiyentlar; $K_1(k_i x), K_2(k_i x), K_3(k_i x), K_4(k_i x)$ – Krilov funksiyalari.

Bu holda chastotalar tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$1 + \cosh(k_i l) \cos(k_i l) = 0. \quad (4)$$

$l = 0.25 m$ bo'lganda (4) tenglama grafik usulda tahlil qilingan.



2-rasm. (4) tenglamani aniqlovchi funksiyaning grafigi.

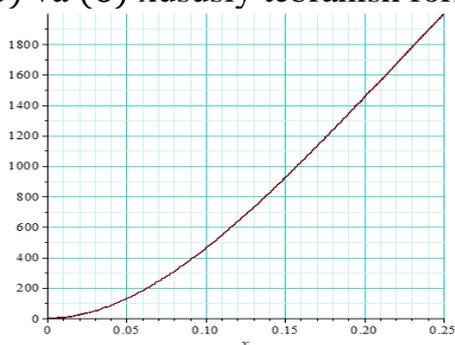
2-rasmda (4) chastota tenglamasining grafigi (a) va uning birinchi (b) va ikkinchi (c) nollari keltirilgan. Bu grafiklardan $k_1 = 7.500416275$ va $k_2 = 18.77635$ ekanligini aniqlash mumkin. Natijada sterjen xususiy chastotalarini quyidagicha aniqlaymiz: $p_1 = 167.6163034 \text{ s}^{-1}$; $p_2 = 1050.431816 \text{ s}^{-1}$.

Birinchi va ikkinchi tebranish formalarini tahlil qilingan:

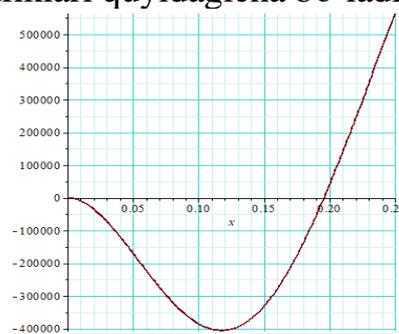
$$u_1(x) = 999.668759(\cosh(7.500416275x) - \cos(7.500416275x)) - 773.8523515(\sinh(7.500416275x) - \sin(7.500416275x)); \quad (5)$$

$$u_2(x) = -2.81762557 \cdot 10^5(\cosh(18.7764x) - \cos(18.7764x)) + 2.869669872 \cdot 10^5(\sinh(18.7764x) - \sin(18.7764x)); \quad (6)$$

(5) va (6) xususiy tebranish formalarining grafiglari quyidagicha bo'ladi:



3-rasm. (5) xususiy tebranish formasining grafigi

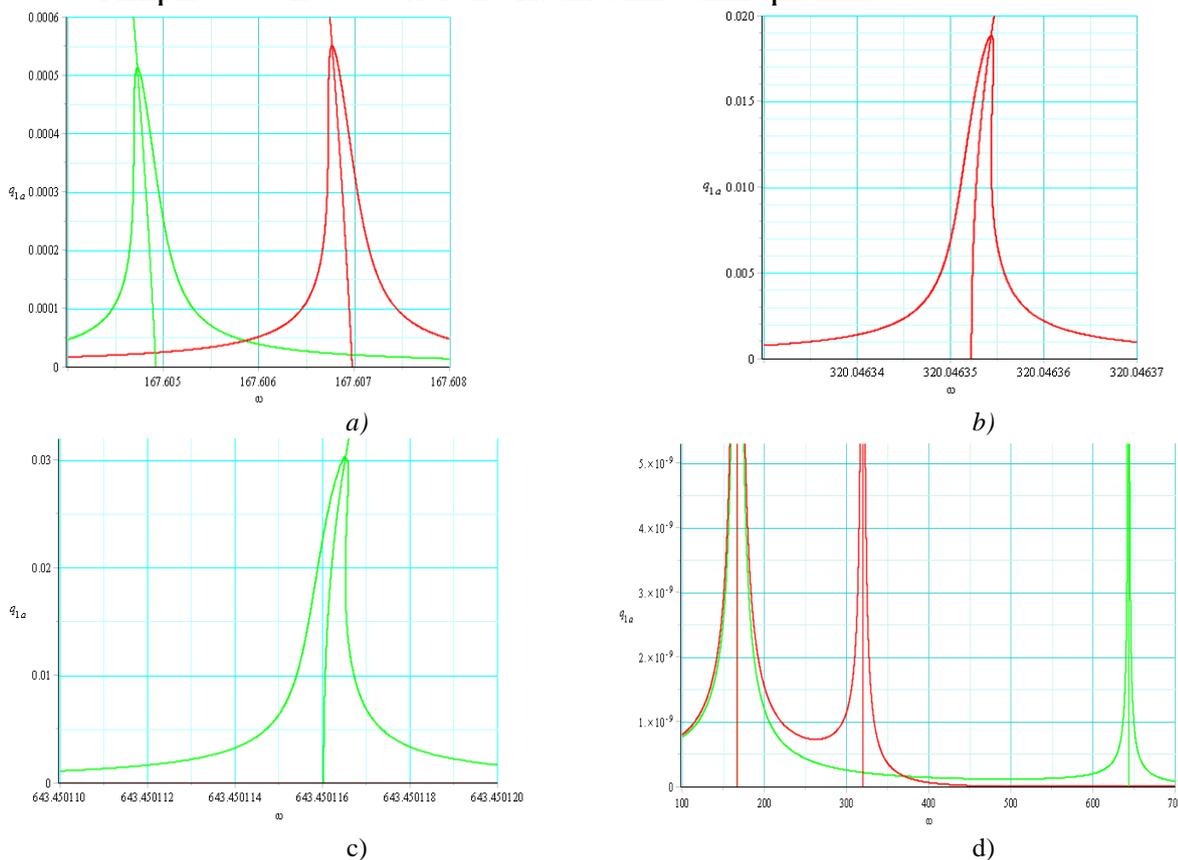


4-rasm. (6) xususiy tebranish formasining grafigi

3-rasmda (5) xususiy tebranish formasining grafigi tasvirlangan. Bu grafikdan shuni ko'rishimiz mumkinki, chap uchi qistirib mahkamlangan va o'ng uchi erkin bo'lgan hamda o'ng uchiga dinamik so'ndirgich o'rnatilgan sterjenning chap uchidan boshlab o'ngga qarab siljigan nuqtalarining ko'chishlari sterjen uzunligi bo'yicha proporsional ravishda ko'chmaydi. Ya'ni, $u_1(0.05) = 127.6995493$, $u_1(0.1) = 459.6164556$, $u_1(0.15) = 921.9636139$, $u_1(0.2) = 1450.474769$ va $u_1(0.25) = 1999.337518$. Bu aniqlangan qiymatlar sterjenning har bir nuqtasining ko'chishini baholash imkonini beradi.

4-rasmda (6) xususiy tebranish formasining grafigi tasvirlangan. Bu grafikdan shuni ko‘rishimiz mumkinki, tebranishning ikkinchi formasida birinchi formasidagi kabi chap uchi qistirib mahkamlangan va o‘ng uchi erkin bo‘lgan hamda o‘ng uchiga dinamik so‘ndirgich o‘rnatilgan sterjenning chap uchidan boshlab o‘ngga qarab siljigan nuqtalarining ko‘chishlari sterjen uzunligi bo‘yicha proporsional ravishda ko‘chmaydi. Ya‘ni, $u_2(0.05) = -1.696515604 \cdot 10^5$, $u_2(0.1) = -3.851497135 \cdot 10^5$, $u_2(0.15) = -3.321767654 \cdot 10^5$, $u_2(0.2) = 39488.0953$ va $u_2(0.25) = 5.635804196 \cdot 10^5$.

Amplituda-chastota xarakteristikasini tahlil qilamiz.



5-rasm. (2) amplituda-chastota xarakteristikasining o‘zgarishi

5-a),b),c),d) rasmlardagi grafiklarda parametrlarning yuqorida keltirilgan qiymatlarida (2) $S = i\omega$ almashtirishdan keyin absolyut qiymatlar bo‘yicha sonli hisoblashlar natijasida aniqlangan amplituda-chastota xarakteristikasining sterjen ko‘ndalang kesimi ya‘ni, sterjen eni $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x) m$ o‘zgaruvchan (yashil) va $b = 0.02 m$ o‘zgarmas (qizil) bo‘lgan hollar uchun o‘zgarishi tasvirlangan. 5-d) rasmdagi grafiklardan shuni xulosa qilish mumkinki, sterjen eni o‘zgaruvchan (yashil) bo‘lganda o‘zgarmas (qizil) bo‘lgan holga nisbatan tebranishlar spektri keng bo‘ladi. 5-a) rasmdagi grafiklardan rezonans chastotasi atrofida rezonans egri chizig‘i sterjenning eni o‘zgaruvchan (yashil) bo‘lganda o‘zgarmas (qizil) bo‘lgan holga nisbatan kichik amplitudaga erishadi va chastotalar o‘qida chapda joylashadi. 5-b),c) rasmlardagi grafiklardan tebranish amplitudasining ikkinchi katta qiymatlarini aniqlash mumkin, bu qiymatlar tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning xususiy chastotasidan etarlicha uzoqdali sababli rezonans hodisasining yuzaga kelishida ahamiyat kasb etmaydi.

Keltirilgan metodika bo'yicha ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan tebranishlardan himoyalovchi sterjenning chiziqlimas tebranishlarini so'ndirish effektivligi baholanib, sistema konstruktiv parametrlarini tanlash bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqilgan.

Dissretatsiyaning uchunchi bobi "**Tasodifiy qo'zg'alishlar ta'sirida ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas ko'ndalang tebranishlari**" deb nomlangan. Ushbu bobda tasodifiy qo'zg'alishlar ta'sirida ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenning gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali elastik dempferlovchi elementga ega bo'lgan dinamik so'ndirgichsiz hamda dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas tebranishlari matematik modellashtirilgan, ko'chishlari va tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlari ifodalari analitik ko'rinishda aniqlangan.

Nomukammal elastik sterjenning ko'ndalang tebranishlari harakat differensiyal tenglamasini yechimi aniqlanib, sterjenning chiziqlimas tasodifiy tebranishlarda ko'chishlar o'rtacha kvadratik qiymatlari ifodasi quyidagi ko'rinishda aniqlangan:

$$\sigma_{qi}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{d_i}{N_{10} + jN_{20}} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (7)$$

bunda

$$\begin{aligned} N_{10} = & -\omega^2 + (1 - \gamma_1 K_0) p_i^2 - \gamma_1 3B \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \\ & + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 - \gamma_1 K_0 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \times \\ & \times \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 - \gamma_1 K_0 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx; \\ N_{20} = & \gamma_2 K_0 p_i^2 + 3B\eta_2 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} \times \\ & \times u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[\gamma_2 K_0 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \times \\ & \times \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[\gamma_2 K_0 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx; \quad G_k = K_k \sigma_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)}. \end{aligned}$$

γ_1, γ_2 - lar sterjen materialining elastik dissipativlik xossalariga bog'liq bo'lgan doimiy koeffitsientlar bo'lib, gisterezis sirtmog'idan aniqlanadi; K_0, K_1, \dots, K_n - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan parametrlari bo'lib, sterjen materialining dempferlovchi xossalariga bog'liq; $S_{W_0}(\omega)$ - asos tezlanishlarning spektral zichligi.

Natijada (7) ifodani hisobga olib, sterjenning absolyut tezlanishlari o'rtacha kvadratik qiymatlarining ifodasi quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{W_0}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| 1 - u_i \omega^2 \frac{d_i}{N_{10} + jN_{20}} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega. \quad (8)$$

(8) ifoda yordamida sterjenning tasodifiy tebranishlari dinamikasi parametrlarning turli qiymatlarida tahlil qilingan, xulosalar olingan.

Sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tasodifiy tebranishlardagi harakat differensial tenglamalar sistemasini differensial operatori hisobga olib yechish natijasida q_i va ζ o'zgaruvchilarni quyidagi ifodalardan aniqlaymiz:

$$q_i = \frac{A_{10} + jB_{10}}{A_2 + jB_2} W_0; \quad \zeta = \frac{A_{20} + jB_{20}}{A_2 + jB_2} W_0; \quad (9)$$

bunda $A_{10} = d_i \omega^2 - (d_i + \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 N_{01}$; $B_{10} = -(d_i + \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 N_{02}$;

$$N_{01} = 1 - \varphi_1(H_0 + f(\zeta_{ot})); N_{02} = \varphi_2(H_0 + f(\zeta_{ot}));$$

$$A_{20} = -p_i^2 N_{11} - p_i^2 - (u_{i0} d_i - 1) \omega^2; B_{20} = -p_i^2 N_{12};$$

$$N_{11} = -K_0 \gamma_1 - \frac{3B}{p_i^2} \gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \frac{B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times \left[1 - K_0 \gamma_{11} - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + \frac{2B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times [1 - K_0 \gamma_1 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k] \right] dx;$$

$$N_{12} = K_0 \gamma_2 + \frac{3B}{p_i^2} \gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \frac{B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times \left[1 + K_0 \gamma_2 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + \frac{2B}{p_i^2} \times$$

$$\times \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 + K_0 \gamma_2 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx;$$

φ_1, φ_2 - dinamik so'ndirgich materialining dissipativ xossalariga bog'liq bo'lgan koeffisientlar bo'lib, gisterezis sirtmog'idan aniqlanadi; $f(\sigma_{\zeta_{ot}})$ - tebranishlar dekrementi bo'lib, ζ_{ot} nisbiy deformatsiya absolyut qiymatining funksiyasi hisoblanadi, $f(\zeta_{ot}) = H_1 \sigma_{\zeta_{ot}} + H_2 \sigma_{\zeta_{ot}}^2 + \dots + H_s \sigma_{\zeta_{ot}}^s$; H_0, H_1, \dots, H_s - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan parametrlari bo'lib, dinamik so'ndirgich elastik dempferlovchi elementi materialining dissipativlik xossalariga bog'liq; $\sigma_{\zeta_{ot}}$ - dinamik so'ndirgichni elastik dempferlovchi elementi nisbiy deformatsiyasi o'rtacha kvadratik qiymatlari;

$$A_2 = (p_i^2 - \omega^2 + p_i^2 N_{11})(n_0^2 N_{01} - \omega^2) - p_i^2 n_0^2 N_{12} N_{02} - u_{i0}^2 \mu \mu_0 \omega^2 n_0^2 N_{01};$$

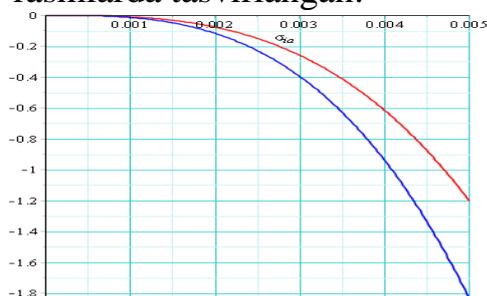
$$B_2 = (p_i^2 - \omega^2 + p_i^2 N_{11}) n_0^2 N_{02} + p_i^2 N_{12} (n_0^2 N_{01} - \omega^2) - u_{i0}^2 \mu \mu_0 \omega^2 n_0^2 N_{02}.$$

(9) munosabatlarga asosan qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjen tasodifiy tebranishlarining ko‘chishlari bo‘yicha o‘rtacha kvadratik qiymatlari ifodalari olingan, ya’ni

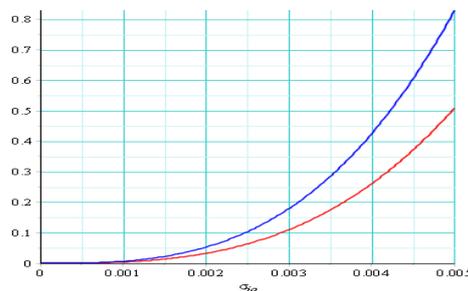
$$\sigma_{q_i}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{A_{10} + jB_{10}}{A_2 + jB_2} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \quad \sigma_{\zeta}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{A_{20} + jB_{20}}{A_2 + jB_2} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega. \quad (10)$$

(10) o‘rtacha kvadratik qiymatlar ifodalari yordamida sterjenning dinamik so‘ndirgich bilan birgalikdagi tasodifiy tebranishlari dinamikasi va ustuvorligi parametrlarning turli qiymatlarida sonli hisblashlar yordamida tahlil qilingan, tavsiyalar ishlab chiqilgan.

Rezonans egri chiziqlarining vertikalidan og‘ishini va sterjen materialida energiyaning tarqalishini tahlil qilish maqsadida sterjenning ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan va o‘zgarmas bo‘lgan hollarda N_{11} va N_{12} funksiyalarning grafiklari 7,8-rasmlarda tasvirlangan.



7-rasm. Sterjenning ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan (ko‘k rang) va o‘zgarmas (qizil rang) bo‘lgan hollarda rezonans egri chizig‘ining vertikalidan og‘ish grafiklari



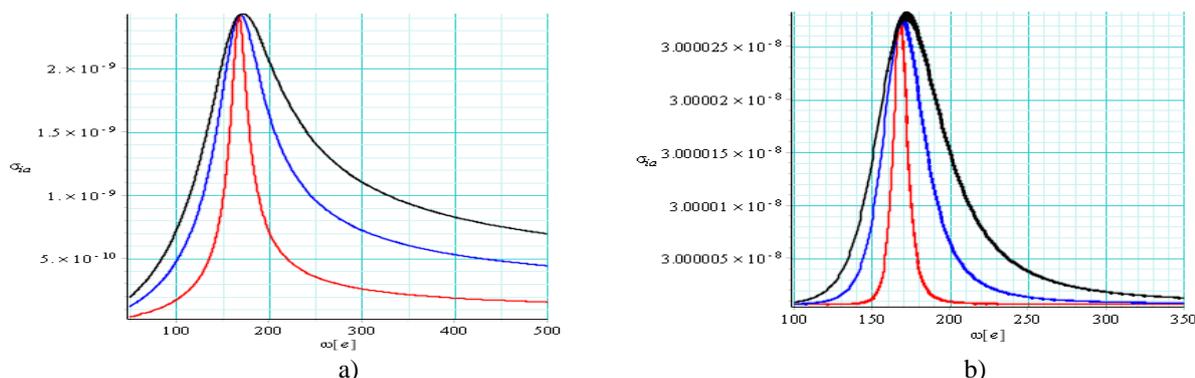
8-rasm. Sterjenning ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan (ko‘k rang) va o‘zgarmas (qizil rang) bo‘lgan hollarda energiyaning tarqalish grafiklari

7-rasmda sterjenning ko‘ndalang kesimini eni $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ qonuniyat bilan o‘zgaruvchan (ko‘k rang) va $b = 0.02$ o‘zgarmas (qizil rang) bo‘lgan hollarda rezonans egri chizig‘ining vertikalidan og‘ish grafiklari keltirilgan. Bundan shuni aytish mumkinki, sterjenning ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan bo‘lgan holda o‘zgarmas bo‘lgan holga nisbatan rezonans egri chizig‘ining vertikalidan og‘ish kam bo‘ladi.

8-rasmda sterjenning ko‘ndalang kesimini eni $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ qonuniyat bilan o‘zgaruvchan (ko‘k rang) va $b = 0.02$ o‘zgarmas (qizil rang) bo‘lgan hollarda energiyaning tarqalish grafiklari keltirilgan. Bundan shuni aytish mumkinki, sterjenning ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan bo‘lgan holda o‘zgarmas bo‘lgan holga nisbatan energiyaning tarqalish yuqori bo‘lishi aniqlandi.

Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali ko‘ndalang kesimini eni $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ qonuniyat bilan o‘zgaruvchan va $b = 0.02$ o‘zgarmas sterjenlarning tasodifiy tebranishlari dinamikasini tahlil qilish maqsadida o‘rtacha kvadratik qiymatlar ifodasi grafiklarini tebranish ehtimoli ko‘p bo‘lgan chastotaga bog‘liq holda o‘zgarishi 9 a),b)-rasmlarda tasvirlangan.

Bu ikkala hol uchun keltirilgan grafiklardan sterjenning o‘rtacha kvadratik qiymatlari ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan bo‘lgan holda o‘zgarmas bo‘lgan holga nisbatan deyarli o‘n barobarga kichik bo‘lishi ko‘rsatilgan.



9-rasm. O'rtacha kvadratik qiymat ifodasi grafiklari ($\alpha = 0.01$ (qizil); 0.08 (ko'k); 0.1 (qora).)

Bundan tashqari har ikkala holda ham tebranishlar spektri kengligini xarakterlovchi parametr α ning ortishi rezonans chastotasi atrofida o'rtacha kvadratik qiymatni o'zgartirmaydi, rezonans chastotasidan yetarlicha uzoqlikda esa o'rtacha kvadratik qiymatlarining oshishiga olib kelishi aniqlandi.

To'rtinchi bob "**Nomukammal elastik ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas ko'ndalang tebranishlari ustuvorligi**" deb nomlangan. Ushbu bobda kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'sirida nomukammal elastik ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan elastik sterjenlarning va ularning elastik dempferlovchi elementlari dissipativlik xossalari gisterezis tipidagi dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi chiziqlimas tebranishlari ustuvorligini tekshirish masalalari qaralgan. Ustuvorlik shartlari parametrlarga bog'liq holda analitik ko'rinishda aniqlangan. Bunda kinematik qo'zg'alishlar ta'siridagi tebranishlar ustuvorligini tekshirishda Lyapunovning birinchi yaqinlashish usulidan, tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi tebranishlar ustuvorligini tekshirishda vertikal urinmalar usulidan foydalanilgan.

Dastlab nomukammal elastik sterjenning ustuvorlik shartlari olinib, sonli hisoblashlar natijalari tahlil qilindi, xulosalar keltirilgan.

Sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi chiziqlimas garmonik tebranishlari ustuvorligi tekshirish uchun (1) harakat differensial tenglamalar sistemaning yechimi quyidagicha izlangan:

$$q_i = q_{ia}(t) \cos(\omega t + \alpha_i(t)); \quad \zeta = \zeta_a(t) \cos(\omega t + \beta(t)), \quad (11)$$

bunda $q_{ia}(t)$, $\alpha_i(t)$ va $\zeta_a(t)$, $\beta(t)$ lar mos ravishda q_i va ζ o'zgaruvchilarning amplituda va boshlang'ich fazalari bo'lib, sekin o'zgaruvchili funksiyalar hisoblanadi.

Natijada normal ko'rinishdagi tenglamalar sistemasi olinib, variatsiyalashdan keyin tebranishlardan himoyalovchi sterjenning ustuvorligini tekshirish uchun quyidagi xarakteristik tenglama olingan

$$\lambda_*^4 + g_3 \lambda_*^3 + g_2 \lambda_*^2 + g_1 \lambda_* + g_0 = 0; \quad (12)$$

bunda $\lambda_* = 2\omega\lambda$; λ -xarakteristik son; g_0, g_1, g_2, g_3 -lar (12) sistemadan aniqlanadi.

Harakat ustuvor bo'lishi uchun uning xarakteristik tenglamasi ildizlarining haqiqiy qismi manfiy bo'lishi yetarli. Gurvis kriteriysiga asosan aniqlangan musbat koeffisientli xarakteristik tenglama ildizlarining haqiqiy qismi manfiy bo'lishining shartlari quyidagicha bo'ladi

$$g_3 > 0, \quad g_2 > 0, \quad g_1 > 0, \quad g_0 > 0, \quad g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2 > 0. \quad (13)$$

Olingan tengsizliklar sterjen va dinamik so'ndirgichning birgalikdagi chiziqlimas garmonik tebranishlari ustuvorlik shartlari hisoblanadi. Ustuvorlik chegaralari va sohalari sistema parametrlarning turli qiymatlarida aniqlangan va sonli hisoblashlar natijasida tahlil qilingan.

Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tasodifiy tebranishlari uchun aniqlangan (10) o'rtacha kvadratik qiymatlar ifodalaridan foydalanib, vertikal urinmalar usuliga asosan qaralayotgan sistemaning ustuvorligi tekshirilgan.

Bunda (10) o'rtacha kvadratik qiymatlar ifodalarini quyidagicha ko'rinishga keltirilgan:

$$\sigma_{q_i}^2 = \frac{f_3(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta)}{f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta)}; \quad \sigma_\zeta^2 = \frac{f_5(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta)}{f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta)}, \quad (14)$$

bu yerda $f_3(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta) = f_3 = D_{W_0} \alpha \omega_\vartheta^3 \Psi_1$;

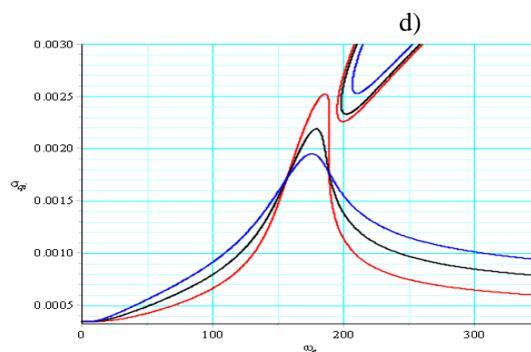
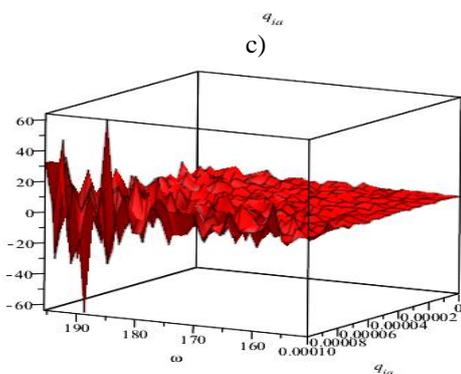
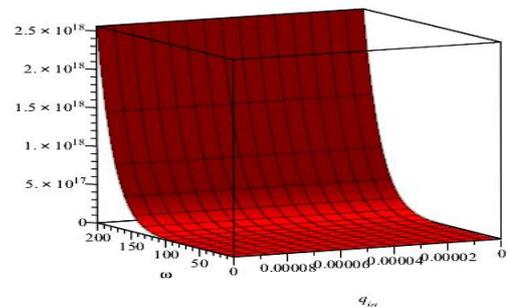
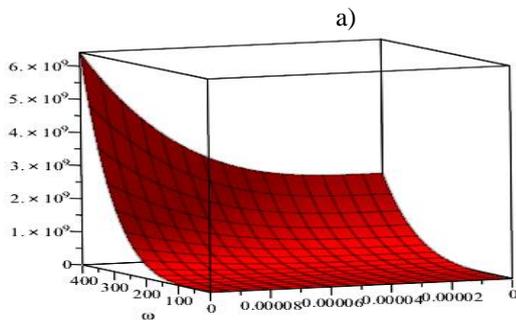
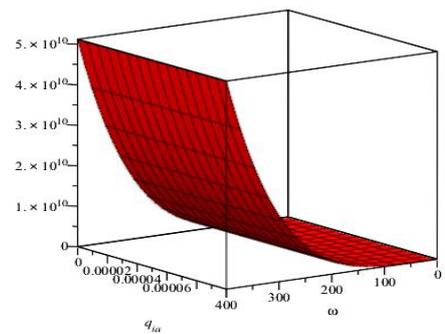
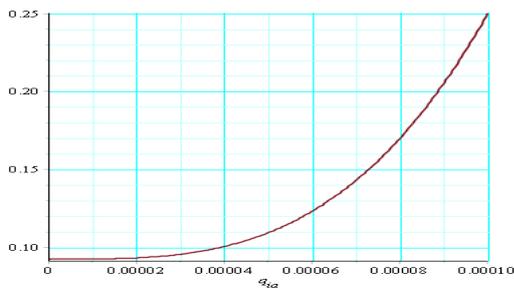
$f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta) = f_4 = (\alpha \omega_\vartheta + \delta_0) \Psi_0$; $f_5(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\vartheta) = f_5 = D_{W_0} \alpha \omega_\vartheta^3 \Psi_2$;
 $\Psi_0, \Psi_1, \Psi_2, D_{W_0}, \alpha, \omega_\vartheta, \delta_0$ – lar sistema parametrlariga bog'liq bo'lgan ifodalar.

(14) ifodalardan qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sistema chiziqlimas tasodifiy tebranishlari ustuvorlik shartini aniqlaymiz. Buning uchun σ_{q_i} funksiyaning grafigiga o'tkazilgan vertikal urinmalar mavjud bo'lishlik shartini tahlil qilamiz. Bu holda σ_{q_i} funksiyaning grafigiga o'tkazilgan vertikal urinmalar mavjud bo'lishlik sharti quyidacha bo'ladi:

$$\left(2\sigma_{q_i} f_4 - \left(\frac{\partial f_3}{\partial \sigma_{q_i}} - \sigma_{q_i}^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_{q_i}} \right) \right) \left(2\sigma_\zeta f_4 - \left(\frac{\partial f_5}{\partial \sigma_\zeta} - \sigma_\zeta^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_\zeta} \right) \right) - \left(\frac{\partial f_5}{\partial \sigma_{q_i}} - \sigma_\zeta^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_{q_i}} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \sigma_\zeta} - \sigma_{q_i}^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_\zeta} \right) = 0. \quad (15)$$

Aniqlangan (15) tenglik parametrlarning biror qiymatida bajarilsa, qaralayotgan gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan serjenning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tasodifiy tebranishlari noustuvor bo'ladi. Aks holda ustuvor bo'ladi.

$b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$; $\mu = 0.2$; $n_0 = 167.5520325 \text{ s}^{-1}$ qiymatlar asosida (15) ustuvorlik shartlarining grafiklari 10 rasmda tasvirlangan. 10-a), b), c), d), e) rasmlardagi grafiklarda mos ravishda (13) ustuvorlik shartlarini ifodalovchi $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2$ funksiyalarning grafiklari keltirilgan. Qaralayotgan statsionar tebranishlar ustuvor bo'lishi uchun Gurvis kriteriysiga asosan parametrlarning keltirilgan qiymatlarida ular musbat aniqlangan funksiyalar bo'lishi zarur. 10-a), b), c), d) rasmlardagi grafiklardan g_3, g_2, g_1, g_0 funksiyalar parametrlarning keltirilgan qiymatlarida musbat aniqlanganligini ko'rish mumkin.



e)
10-rasm. (15) ustuvorlik shartlarini ifodalovchi grafiklari (mos ravishda a),b),c),d),e))
 $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2$
 funksiyalarning

11-rasm. (16) o'rtacha kvadratik qiymat va (18) ustuvorlik chegarasi ifodalarning grafiklari
 $(\alpha = 0.005$ (qizil); 0.02 (qora); 0.05 (ko'k))

Lekin 10-e) rasmdagi grafikdan $g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2$ funksiya ham musbat ham manfiy qiymatlarni qabul qilishini ko'rish mumkin. Bu Gurvits kriteriysining oxirgi sharti bajarilmasligini ya'ni qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning statsionar tebranishlari ustuvor emasligini bildiradi.

11-rasmda $D_{W_0} = 10^{14} \cdot 9.81^2 \frac{m^2}{s^4}$ bo'lganda (14) o'rtacha kvadratik qiymatlar va (15) ustuvorlik chegarasi ifodalarning grafiklari tebranishlar spektri kengligini xarakterlovchi parametrlarning $\alpha = 0.005$ (qizil); 0.02 (qora); 0.05 (ko'k) qiymatlarida ω_e tebranishlar spektrida ehtimoli yuqori chastotaga bog'liq holda o'zgarishi keltirilgan. Bundan shuni aytish mumkinki, spektri kengligini xarakterlovchi parametrlarning $[0.005; 0.05]$ intervalda ortishi rezonans chastotasi atrofida o'rtacha kvadratik qiymatlarning kamayishiga va ustuvorlik sohalarining kengayishiga olib keladi. $\alpha = 0.005$ (qizil) bo'lganda $\sigma_{q_i} = 0.002515 m$, $\alpha = 0.05$ (ko'k) bo'lganda esa $\sigma_{q_i} = 0.00195 m$ qiymatlarni qabul qiladi. Demak, tebranishlar spektri kengligini xarakterlovchi parametrlarning $[0.005; 0.05]$ intervalda 10 marta ortishi o'rtacha kvadratik qiymatlarning 1.3 marta kamayishiga olib keladi.

XULOSA

Garmonik kinematik va tasodifiy qo'zg'alishlar ta'siridagi ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenlarning hamda ularning elastik dempferlovchi elementlari gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgichlar bilan birgalikdagi ko'ndalang chiziqlimas tebranishlari matematik modellari ishlab chiqilgan.

Sterjenlarning dinamik xarakteristikalarini aniqlash, tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenlar dinamikasini tekshirish maqsadida garmonik tebranishlarida uzatuvchi funksiyalarini va tasodifiy tebranishlarda o'rta kvadratik qiymatlarini aniqlash metodikalari takomillashtirilgan va sonli hisoblash algoritmlari ishlab chiqilgan.

Sterjenning va uning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida chegaraviy aniq shartlar asosida amplituda-chastota xarakteristikalaridan foydalanib, dinamik xarakteristikalari aniqlangan dinamik so'ndirgichning zararli tebranishlarni so'ndirish effektivligi baholangan. Tebranish amplitudalarini rezonans chastotasi atrofida bir necha barobar kamayishiga olib kelishi asoslab berilgan va tavsiyalar ishlab chiqilgan.

Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning ko'chishlari va asos tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlari ifodalari tasodifiy jarayonlarda asos tezlanishlarini spektral zichligining umumiy ko'rinishlari bo'yicha sonli tahlil qilingan. Parametrlarning turli qiymatlarida ko'chishlar va asos tezlanishlarining o'rtacha kvadratik qiymatlarining o'zgarishi grafiklar asosida ko'rsatildi, so'ndirgichning tebranishlar darajasini pasaytirish bo'yicha tegishli xulosalar olindi. O'rtacha kvadratik qiymatlar ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan bo'lgan holda o'zgarmas bo'lgan holga nisbatan deyarli o'n barobarga kichik bo'lishi har ikkala holda ham tebranishlar spektri kengligini xarakterlovchi parametr α ning ortishi rezonans chastotasi atrofida o'rtacha kvadratik qiymatlarni o'zgartirmasligi, rezonans chastotasidan yetarlicha uzoqlikda esa o'rtacha kvadratik qiymatlarini oshishiga olib kelishi aniqlandi. Sterjenning ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan bo'lgan holda o'zgarmas bo'lgan holga nisbatan rezonans egri chizig'ining vertikalidan og'ish kam bo'lishi, energiyaning tarqalishi yuqori bo'lishi ko'rsatildi.

Ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan nomukammal elastik sterjenning va uning dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang kinematik va tasodifiy chiziqlimas tebranishlari ustuvorlik shartlari olingan. Ustuvorlik chegaralari va sohalarini aniqlashning sonli hisoblashlar algoritmlari ishlab chiqildi. Ko'ndalang kesimi o'zgarmas tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning noustuvor sohalarini, amplituda-chastota xarakteristikalarining vertikalidan og'ishi va rezonans chastotasi atrofidagi amplitudalari ko'ndalang kesimi o'zgaruvchi bo'lgan holga nisbatan yuqori bo'lishi aniqlandi. Spektri kengligini xarakterlovchi parametrning ortishi rezonans chastotasi atrofida o'rtacha kvadratik qiymatlarning kamayishiga va ustuvorlik sohalarining kengayishiga olib keladi. Tebranishlar spektri kengligini xarakterlovchi parametrning 10 marta ortishi o'rtacha kvadratik qiymatlarning 1.3 marta kamayishiga olib kelishi aniqlandi, tavsiyalar ishlab chiqildi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ PhD.03/2025.27.12.FM/Т.16.02
ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПРИ БУХАРСКОМ
ГОСУДАРСТВЕННОМ ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ**

САМАРКАНДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

КАСИМОВА ФИРУЗА УЛУГБЕКОВНА

**ДИНАМИКА ВИБРОЗАЩИЩАЕМЫХ СТЕРЖНЕЙ
ПЕРЕМЕННОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ
ГАРМОНИЧЕСКИХ И СЛУЧАЙНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ**

01.02.01 – Теоретическая механика

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам

Бухара – 2026

Тема диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан под номером B2023.4.PhD/FM961

Диссертация выполнена в Самаркандском государственном университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекском, русском, английском (резюме)) размещен на веб-сайте университета (www.https://bstu.uz/) и на информационно-образовательном портале "Ziyonet" (www.ziyonet.uz).

Научный руководитель: **Дусматов Олимжон Мусурмонович**
доктор физико-математических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Сафаров Исмоил Иброхимович**
доктор физико-математических наук, профессор
Рузматов Максуд Исраилович
доктор философии по физико-математическим наукам (PhD), доцент

Ведущая организация: **Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет имени Мирзо Улугбека**

Защита диссертации состоится на заседании Научного совета PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 при Бухарском государственном техническом университете " 27 " февраль 2026 г. в 10:00 (Адрес: 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 под No 488). Адрес: 200100, г. Бухара, ул. К.Муртазаева, 15. тел.: (+99895) 604-44-70).

Автореферат диссертации разослан "7" февраль 2026 г.

(реестр протокола рассылки № 19 от " 2 " декабрь 2025 г.).



Тешаев М.Х.

Председатель научного совета по присуждению
ученых степеней, доктор физико-математических наук (DSc), профессор

Сабинова Р.А.

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

Болтаев З.И.

Председатель научного семинара
по присуждению ученых степеней
доктор физико-математических наук (DSc), профессор

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и необходимость темы диссертации. В мире особое внимание уделяется защите сложных устройств, применяемых в различных отраслях техники и технологий, промышленности и производства, от вредных вибраций, возникающих при их движении под воздействием внешних воздействий, обеспечению их прочности и надежной работы с целью достижения эффективной и долгосрочной эксплуатации. С этой точки зрения проведение научно-исследовательских работ по научному обоснованию существующих проблем, связанных с вибрациями машин и механизмов, различных установок, устройств и их элементов, разработке их математических моделей, оценке динамики, исследованию устойчивых характеристик их колебательных движений и выработке необходимых рекомендаций является одной из актуальных задач. В развитых странах, в том числе в США, Германии, России, Китае, Турции, Японии и других государствах, решение существующих проблем по подавлению вредных вибраций сложных механических систем и обеспечению их длительной и надежной эксплуатации считается одной из важнейших задач.

Во всех отраслях техники в мире ведутся научные исследования по созданию высокоэффективных динамических гасителей, применяемых для защиты инженерных сооружений и их элементов от вредных вибраций, возникающих в различных процессах, научному обоснованию их практического применения, а также исследованию их динамических характеристик и устойчивости с учетом нелинейных диссипативных свойств материалов. В этом направлении, в том числе в области гашения колебаний механических систем с распределенными параметрами, особое внимание уделяется использованию и совершенствованию эффективных методов расчета, включая исследование динамики математического моделирования динамических гасителей с высокими демпфирующими свойствами материалов упругих элементов.

В нашей республике ведутся научно-исследовательские работы по многочисленным прикладным и фундаментальным проектам, связанным с математическим моделированием, динамикой и исследованием устойчивости устройств и их элементов, широко используемых во многих отраслях промышленности, техники и технологии. В стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы определены задачи, в частности "Сокращение потерь в отраслях промышленности и повышение эффективности использования ресурсов..., создание кластеров по производству строительных материалов..."². Реализация данных задач, включая разработку моделей устройств и их элементов с учетом диссипативных свойств и внешних воздействий, а также исследование их динамики и устойчивости, являются актуальными.

¹Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года № УП -60 «О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы».

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит для выполнения задач, поставленных в Указе Президента Республики Узбекистан № УП-60 от 28 января 2022 года "О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы," Постановлениях Президента Республики Узбекистан № ПП-916 от 15 июля 2008 года "О дополнительных мерах по стимулированию внедрения инновационных проектов и технологий в производство," № ПП-2789 от 17 февраля 2017 года "О мерах по дальнейшему совершенствованию деятельности Академии наук, организации, управления и финансирования научно-исследовательских работ," а также в других нормативно-правовых документах, касающихся данной деятельности.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики. Данная научно-исследовательская работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки и технологий Республики IV «Математика, механика и информатика»

Степень изученности проблемы. Многочисленные научно-исследовательские работы узбекских и зарубежных ученых по математическому моделированию механических систем, защите от вибраций, созданию моделей различных типов динамических гасителей, а также исследованию их динамики и устойчивости были проведены, разработаны и внедрены в практику А.М.Алексеевым, Ш.П.Алимухамедовым, Ф.Б.Бадаловым, О.М.Дусматовым С.В.Елисеевым, О.В.Земсковым, Б.Г.Кореневым, В.Б.Лариным, М.А.Павловским, Т.Р.Рашидовым, Ю.В.Радиш, Л.М.Резниковым, Л.М.Рыжковым, И.И.Сафаровым, М.Х.Тешаевым, К.В.Фроловым, В.Б.Яковенко, Н.V.Brussel, Q.Han, С.М.Harris, J.C.Ji, S.-M.Kim, Sh.-G.Kim, GJ.Den-Gartog, Г.П.Нерубенко, А.М.Алексеевым, К.М.Рагульским, В.В.Каралышкиным, А.К.Сборовским, М.М.Мирсаидовым, Я.Г.Пановко, М.З.Коловским, Н.Rivaz, R.Rohling, J.S.Snowdon, J.Swevers и другими учеными.

Методы исследования устойчивости колебаний нелинейных сложных механических систем под воздействием различных внешних возмущений, а также исследование методов и критериев теории устойчивости были разработаны и практически применены Б.Атажановым, Н.Н.Боголюбовым, И.И.Губановой, В.И.Воротниковым, О.М.Дусматовым, А.В.Карапетыном, Н.А.Коршуновой, М.М.Мартынюком, Д.Р.Меркиным, В.Г.Миладжановым, Н.Н.Моисеевым, Ю.А.Митропольским, М.А.Павловским, Л.М.Рыжковым, В.В.Румянцевым, Х.Т.Тураевым, Н.Г.Четаевым, D.Liu, A.N.Michel, H.Ramon, E.Siller и другими учеными.

В работах М.А.Павловского, Л.М.Рыжкова, В.Б.Яковенко и О.М.Дусматова математически моделированы нелинейные колебания механических систем, защищенных от колебаний с распределенными параметрами и обладающих упругими диссипативными характеристиками гистерезисного типа, при гармонических кинематических и случайных возмущениях, а также изучена их динамика. К числу актуальных задач, требующих решения, относятся математическое моделирование нелинейных колебаний упругих диссипативных стержней гистерезисного типа с

переменным поперечным сечением под воздействием гармонических и случайных возмущений, а также оценка эффективности и устойчивости динамических гасителей.

Связь диссертационного исследования с планом научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения, в котором выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках плана научно-исследовательских работ Самаркандского государственного университета имени Шарафа Рашидова по теме "Исследование устойчивости и колебаний дискретно-непрерывных систем, взаимодействующих с деформируемой средой" (2010-2025 гг.).

Целью исследования является математическое моделирование поперечных нелинейных колебаний несовершенных упругих стержней с изменяющимся поперечным сечением под воздействием гармонических кинематических и случайных возмущениях в сочетании с упругими демпфирующими элементами с гистерезисными диссипативными динамическими гасителями, разработка методов оценки эффективности гашения колебаний и исследование его устойчивости, а также разработка алгоритмов численного расчета.

Задачи исследования:

разработка математических моделей поперечных нелинейных колебаний не совершенно упругих стержней с переменным поперечным сечением при воздействии гармонических кинематических и случайных возбуждений совместно с упругими демпфирующими элементами и динамическими гасителями, обладающими диссипативными характеристиками гистерезисного типа;

определение передаточной функции стержня при совместных гармонических колебаниях с динамическим гасителем, а также среднеквадратических значений перемещений и абсолютных ускорений при случайных колебаниях;

разработка методики оценки эффективности динамических гасителей при подавлении колебаний стержней под воздействием гармонических кинематических и случайных возмущений, а также разработка рекомендаций по выбору конструктивных параметров.

определение условий устойчивости поперечных колебаний не совершенно упругого стержня с переменным поперечным сечением с динамическим гасителем под воздействием гармонических кинематических и случайных возмущений и разработка алгоритма численного расчета для нахождения границ и областей устойчивости.

Объектами исследования являются не совершенно упругие стержни с переменным поперечным сечением, динамические гасители с твердым телом и упругим демпфирующим элементом.

Предметом исследования является математическое моделирование механических систем с распределенной и сосредоточенной массой, усовершенствование методов расчета, оценка динамики, аналитическое

определение условий устойчивости, численный анализ и разработка рекомендаций.

Методы исследования. При выполнении диссертационной работы использованы методы теоретической механики, теории колебаний, теории устойчивости, методы численного расчета, методы вертикальных касательных и метод первого приближения Ляпунова.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработаны математические модели поперечных нелинейных колебаний несовершенного упругих стержней с переменным поперечным сечением и их упругих демпфирующих элементов совместно с динамическими гасителями, обладающими диссипативными характеристиками гистерезисного типа, под воздействием гармонических кинематических и случайных возмущений;

усовершенствованы методики аналитического определения передаточной функции при нелинейных кинематических колебаниях стержней совместно с динамическими гасителями, а также выражения среднеквадратических значений перемещений и абсолютных ускорений при случайных колебаниях;

разработаны алгоритмы численного расчета оценки эффективности динамических гасителей при гашении поперечных колебаний стержней под воздействием кинематических и случайных возмущений и рекомендации по выбору конструктивных параметров;

определены условия устойчивости поперечных колебаний несовершенных упругих стержней переменного сечения с динамическими гасителями под действием гармонических, кинематических и случайных возмущений, разработана методика численного определения границ и областей устойчивости.

Практические результаты исследования:

получены математические модели для проектирования поперечных колебаний несовершенных упругих стержней переменного поперечного сечения при совместном использовании динамических гасителей под воздействием гармонических и случайных возбуждений;

разработаны рекомендации по выбору оптимальных параметров стержней с динамическим гасителем с использованием аналитически определенных выражений среднеквадратических значений передаточных функций, перемещений и абсолютных ускорений;

разработана методика выбора параметров для обеспечения устойчивости несовершенных упругих стержней с переменным поперечным сечением и динамических гасителей при совместных кинематических и случайных поперечных колебаниях.

Достоверность результатов исследования подтверждается применением обоснованных математических и численных методов, адекватностью разработанных моделей, сравнением результатов других известных авторов в частных случаях.

Научная и практическая значимость результатов исследования.

Научная значимость результатов исследования объясняется разработкой методов математического моделирования, оценки эффективности и исследование устойчивости поперечных колебаний стержней переменного сечения с динамическими гасителями под действием гармонических кинематических и случайных возбуждений с использованием методов гармонической и статистической линеаризации с учетом нелинейных диссипативных свойств материалов гистерезисного типа.

Практическая значимость результатов исследования заключается в повышении надежности механических систем, широко применяемых в промышленности, машиностроении, авиации, судостроении и других областях техники, их эффективной защите от вредных вибраций, продлении срока службы и создании возможности выбора оптимальных конструктивных параметров в процессе проектирования.

Внедрение результатов исследования. На основе полученных результатов по динамике стержней переменного поперечного сечения, защищенных от колебаний при гармонических кинематических и случайных возмущениях:

методика и алгоритм снижения колебаний стержнеобразных частей транспортных средств, один конец которых закреплен, а другой конец свободен, под воздействием гармонических, кинематических и случайных колебаний в широком диапазоне частот с учетом нелинейных демпфирующих характеристик материалов, были внедрены на государственном предприятии "Дирекция эксплуатации трамвайных линий" Управления транспорта Самаркандской области при разработке математической модели колебаний и оценке динамики стержнеобразных частей транспортных средств (Справка Министерства транспорта Республики Узбекистан No 04/6854 от 26.06.2025). В результате использования динамических гасителей при гармонических кинематических возбуждениях удалось снизить вредные колебания деталей в форме стержней с заземленным концом и свободным концом с 1,2 до 2,6 раз;

математическое моделирование виброзащитных стержней с нелинейной диссипативной характеристикой гистерезисного типа, методы решения задач и алгоритм численного решения были использованы при реализации прикладного исследовательского проекта UZB-IND 2021-85 "Совершенствование механических и трибологических свойств нанотермопластов (полипропилена), реактопластов (на основе эпоксидной смолы), полимерных композиционных материалов и покрытий, обогащенных наноразмерными наполнителями," выполненного в Андижанском государственном техническом институте в 2021-2023 годах в рамках государственных программ (Справка Андижанского государственного технического института No 01-03-3751 от 29.11.2025). В результате появилась возможность проверить и провести численный анализ динамики элементов конструкции из композитного материала.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из них 7 научных статей в научных изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики

Узбекистан для публикации основных научных результатов диссертаций доктора философии (PhD), в том числе 4 в республиканских и 3 в зарубежных изданиях (1 в международной базе SCOPUS).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложений. Объем диссертации составляет 109 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении диссертации обоснованы актуальность и востребованность проведенного исследования, показано соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий Республики, изложены цель и задачи исследования, объект и предмет исследования, научная новизна, практические результаты, достоверность полученных результатов. Подчеркивается научная и практическая значимость результатов исследования. Приводится информация об опубликованных работах, а также о структуре и объеме диссертации.

В первой главе диссертации **"Обзор литературы по динамике колебаний стержней переменного сечения, устойчивости и применению динамических гасителей"** приведен обзор литературы по моделям колебаний стержней в различных процессах, динамическим характеристикам и динамическим гасителям. Анализ литературы показывает, что математическое моделирование, изучение динамики и исследование устойчивости поперечных колебаний стержней с упруго-диссипативными характеристиками несовершенного упруго-гистерезисного типа, защищенных от колебаний под действием кинематических и случайных возмущений, является одной из актуальных задач, требующих решения.

Во второй главе диссертации **"Нелинейные поперечные колебания стержня переменного сечения вместе с динамическим гасителем под действием гармонических кинематических возмущений"** рассмотрены вопросы исследования поперечных колебаний несовершенно упругого стержня переменного сечения и динамического гасителя с упругим демпфирующим элементом с диссипативной характеристикой гистерезисного типа под действием гармонических кинематических возмущений.

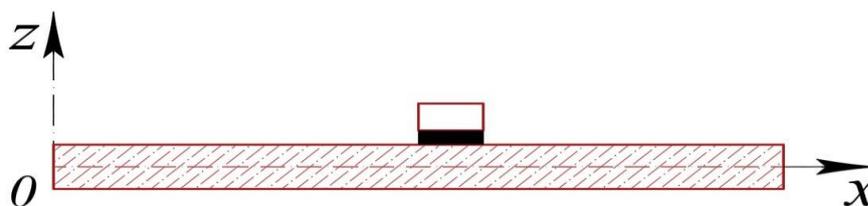


Рис.1. *Схема стержня с динамическим гасителем.*

Получена математическая модель несовершенного упругого стержня переменного поперечного сечения. При этом нелинейная функция, описывающая диссипативные характеристики материала стержня гистерезисного типа, заменяется линейной комплексной функцией методом гармонической линеаризации, и решение уравнения несовершенного упругого стержня определяется методом разложения в ряд по собственным формам колебаний. В результате получена передаточная функция поперечных колебаний стержня. Проанализирована динамика поперечных колебаний стержня при различных значениях параметров и сделаны выводы по динамическим характеристикам.

Система дифференциальных уравнений поперечных колебаний несовершенного упругого стержня и динамического гасителя, имеющие упругий демпфирующий элемент с диссипативными характеристиками гистерезисного типа под действием кинематических возмущений выглядит следующим образом:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} + \rho F \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - c(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\zeta)\delta(x - x_0) = -\rho F \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$m \frac{\partial^2 w(x_0)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} + c(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\zeta) = -m \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

где M – изгибающий момент; ρ, F – плотность и площадь поперечного сечения материала стержня, соответственно; $w(x_0)$ – перемещение точки стержня, в которой установлен динамический гаситель; x_0 – точка установки динамического гасителя; $\delta(x)$ – дельта-функция Дирака; c, m – соответственно жесткость и масса динамического гасителя; ζ – относительная деформация динамического гасителя; θ_1, θ_2 – коэффициенты, зависящие от диссипативных свойств материала динамического гасителя, определяемые из петли гистерезиса; $j^2 = -1$; $f(\zeta_{ot})$ – декремент колебаний, ζ_{ot} – является функцией абсолютного значения относительной деформации, $f(\zeta_{ot}) = D_1 \zeta_{ot} + D_2 \zeta_{ot}^2 \dots + D_s \zeta_{ot}^s$, D_0, D_1, \dots, D_s – экспериментально определяемые параметры узла гистерезиса, зависящие от демпфирующих свойств материала динамического гасителя.

В результате решения системы дифференциальных уравнений (1) методом разложения в ряд по частным формам выражения переменных q_i и ζ были определены следующим образом:

$$q_i = -\frac{d_i \{S^2 + N_0\} + \mu \mu_0 u_{i0} N_0}{N_a \{S^2 + N_0\} + u_{i0}^2 S^2 \mu \mu_0 N_0} W_0; \quad \zeta = -\frac{N_a - u_{i0} S^2 d_i}{N_a \{S^2 + N_0\} + u_{i0} S^2 \mu \mu_0 N_0} W_0; \quad (2)$$

$$\text{здесь } N_0 = n_0^2 (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot})));$$

$$N_a = S^2 + (1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + 3B(-\eta_1 + j\eta_2) \times \\ \times \sum_{k=1}^n A_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times \left[1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + 3(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right] \times$$

$$\times \left[1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + 3(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n A_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx,$$

$$A_k = C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)}; \quad B = \frac{E}{\rho F d_{2i}}.$$

В результате была определена передаточная функция виброзащитного стержня, а его динамика исследована с помощью численных расчетов. Несовременно упругие диссипативные свойства материалов стержня и упругого демпфирующего элемента динамического гасителя были получены в соответствии с моделью Писаренко-Богинича.

Рассмотрен случай, когда левый конец стержня переменного поперечного сечения закреплен, а правый конец свободен. При этом перемещение основания $w_0 = -\varepsilon a_0 \cos \omega t$ и динамический гаситель установлен на свободном конце стержня. Тогда граничные условия будут:

для конца стержня $x = 0$:

$$w_i = w_0, \quad \frac{\partial w_i}{\partial x} = 0.$$

для конца стержня с $x = l$:

$$\frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial}{\partial x} (EI(x) \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2})|_{x=x_0} = -P_d,$$

где P_d — амплитудное значение силы, характеризующей воздействие динамического гасителя на стержень переменного поперечного сечения. При этом $E = 2.08 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; $\rho = 7810 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x) \text{ м}$;

$$h = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Собственные колебательные формы получаем следующим образом:

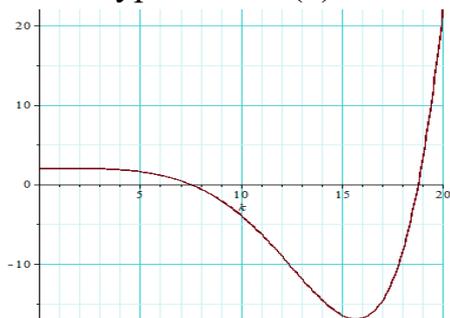
$$u_i(x) = AK_1(k_i x) + BK_2(k_i x) + CK_3(k_i x) + DK_4(k_i x), \quad (3)$$

где A, B, C, D - коэффициенты, определяемые из граничных и динамических условий; $K_1(k_i x)$, $K_2(k_i x)$, $K_3(k_i x)$, $K_4(k_i x)$ – функции Крылова.

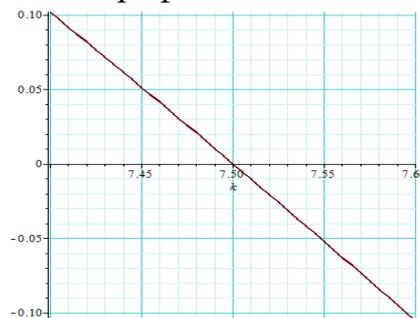
В этом случае уравнение частот выглядит следующим образом:

$$1 + \cosh(k_i l) \cos(k_i l) = 0. \quad (4)$$

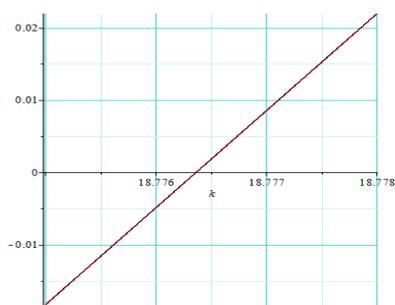
При $l = 0.25 \text{ м}$ уравнение (4) было проанализировано графически.



а)



б)



в)

Рис. 2. График функции, определяющей уравнение (4)

На рис. 2 представлен график уравнения частоты (4) (а) и его первый (б) и вторые (в) нули. Из этих графиков можно определить, что $k_1 = 7.500416275$ и $k_2 = 18.77635$. В результате определим собственные частоты стержня следующим образом: $p_1 = 167.6163034 \text{ s}^{-1}$; $p_2 = 1050.431816 \text{ s}^{-1}$.

Проанализированы первая и вторая формы колебаний:

$$u_1(x) = 999.668759(\cosh(7.500416275x) - \cos(7.500416275x)) - 773.8523515(\sinh(7.500416275x) - \sin(7.500416275x)); \quad (5)$$

$$u_2(x) = -2.81762557 \cdot 10^5(\cosh(18.7764x) - \cos(18.7764x)) + 2.869669872 \cdot 10^5(\sinh(18.7764x) - \sin(18.7764x)); \quad (6)$$

Графики собственных колебательных форм (5) и (6) имеют вид:

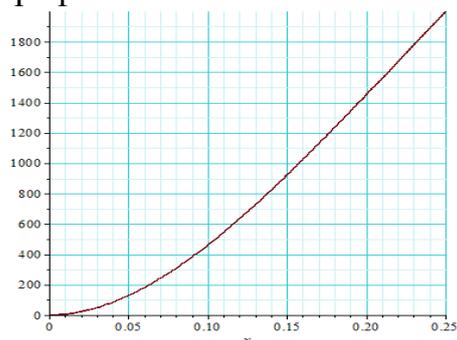


Рис. 3. График собственной колебательной формы (5)

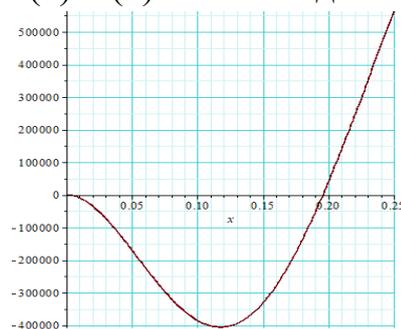


Рис. 4. График собственной колебательной формы (6)

На рис. 3 изображен график формы собственных колебаний (5). На рисунке 3 изображён график формы собственных колебаний (5). Из данного графика видно, что перемещения точек стержня, левый конец которого жёстко закреплён, правый — свободен и на правом конце установлен динамический гаситель, при смещении от левого конца к правому не изменяются пропорционально по длине стержня. То есть, $u_1(0.05) = 127.6995493$, $u_1(0.1) = 459.6164556$, $u_1(0.15) = 921.9636139$, $u_1(0.2) = 1450.474769$ и $u_1(0.25) = 1999.337518$. Эти значения позволяют оценить перемещение каждой точки стержня.

На рис. 4 изображен график формы собственных колебаний (6). Из этого графика видно, что при второй форме колебаний, как и при первой, перемещения точек, смещенных вправо от левого конца стержня с закрепленным левым концом и свободным правым концом, а также с динамическим гасителем, установленным на правом конце, не

пропорциональны по длине стержня. То есть, $u_2(0.05) = -1.696515604 \cdot 10^5$, $u_2(0.1) = -3.851497135 \cdot 10^5$, $u_2(0.15) = -3.321767654 \cdot 10^5$, $u_2(0.2) = 39488.0953$ и $u_2(0.25) = 5.635804196 \cdot 10^5$.

Проанализируем амплитудно-частотную характеристику.

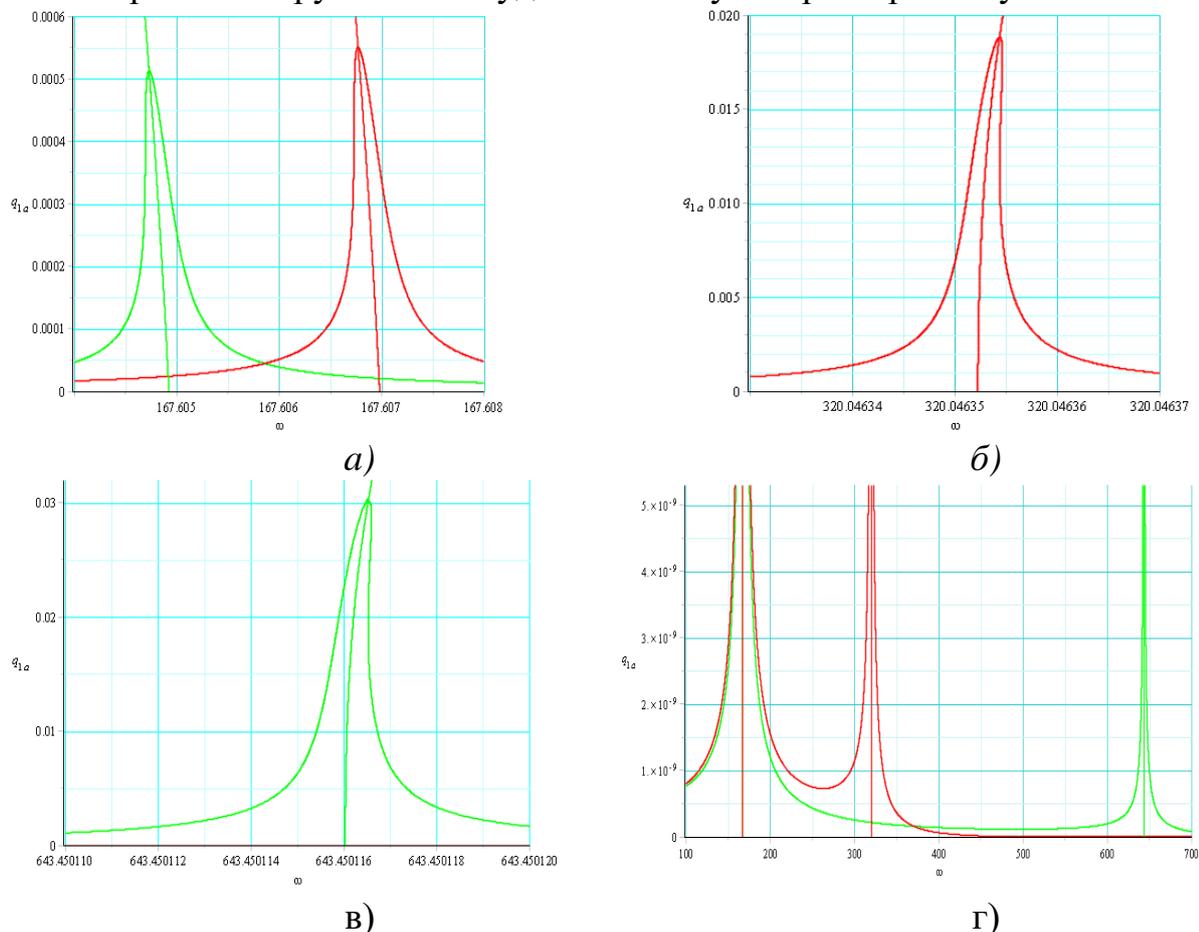


Рис. 5. Изменение амплитудно-частотной характеристики (2).

На графиках рисунков 5-а), б), в), г) показано изменение амплитудно-частотной характеристики, определенной численными расчетами по абсолютным значениям после преобразования (2) $S = i\omega$ при вышеуказанных значениях параметров для поперечного сечения стержня, т.е. для случая, когда ширина стержня $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ м переменная (зеленая) и $b = 0.02$ м постоянная (красная). Из графиков на рис. 5-г) можно сделать вывод, что при переменной ширине стержня (зеленый) спектр колебаний шире, чем при постоянной (красной). Из графиков на рис. 5-а) видно, что вокруг резонансной частоты резонансная кривая достигает меньшей амплитуды при переменной (зеленой) ширине, чем в случае, когда ширина стержня постоянна (красная), и располагается слева на оси частот.

По графикам рис. 5-б), в) можно определить вторые по величине значения амплитуды колебаний, которые не имеют значения для возникновения явления резонанса, так как они достаточно далеки от собственной частоты виброзащитного стержня.

По приведенной методике была оценена эффективность гашения нелинейных колебаний стержня, защищенного от колебаний переменного

поперечного сечения, и разработаны рекомендации по выбору конструктивных параметров системы.

Третья глава диссертации называется "**Нелинейные поперечные колебания стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем под действием случайных воздействий**". В данной главе математически моделированы нелинейные колебания несовершенного упругого стержня переменного поперечного сечения под действием случайных возмущений без динамического гасителя с упругим демпфирующим элементом с диссипативной характеристикой гистерезисного типа, а также с динамическим гасителем, аналитически определены выражения среднеквадратичных значений перемещений и ускорений.

Определено решение дифференциального уравнения движения поперечных колебаний несовершенного упругого стержня, выражение среднеквадратичных значений перемещений при нелинейных случайных колебаниях стержня определено в следующем виде:

$$\sigma_{q_i}^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{d_i}{N_{10} + jN_{20}} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega, \quad (7)$$

где

$$\begin{aligned} N_{10} = & -\omega^2 + (1 - \gamma_1 K_0) p_i^2 - \gamma_1 3B \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \\ & + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 - \gamma_1 K_0 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \times \\ & \times \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 - \gamma_1 K_0 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx; \\ N_{20} = & \gamma_2 K_0 p_i^2 + 3B \eta_2 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + B \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} \times \\ & \times u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[\gamma_2 K_0 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + 2B \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \times \\ & \times \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[\gamma_2 K_0 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx; \quad G_k = K_k \sigma_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)}. \end{aligned}$$

γ_1, γ_2 – постоянные коэффициенты, зависящие от упруго-диссипативных свойств материала стержня и определяемые петлей гистерезиса; K_0, K_1, \dots, K_n – экспериментально определяемые параметры узла гистерезиса, зависящие от демпфирующих свойств материала стержня; $S_{W_0}(\omega)$ – спектральная плотность основных ускорений.

В результате, учитывая выражение (7), среднеквадратичные значения абсолютных ускорений стержня выражаются следующим образом:

$$\sigma_{W_0}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| 1 - u_i \omega^2 \frac{d_i}{N_{10} + jN_{20}} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega. \quad (8)$$

С помощью выражения (8) проанализирована динамика случайных колебаний стержня при различных значениях параметров, сделаны выводы.

В результате решения системы дифференциальных уравнений движения стержня с динамическим гасителем при поперечных случайных колебаниях с учетом дифференциального оператора определим переменные q_i и ζ из следующих выражений:

$$q_i = \frac{A_{10} + jB_{10}}{A_2 + jB_2} W_0; \quad \zeta = \frac{A_{20} + jB_{20}}{A_2 + jB_2} W_0; \quad (9)$$

где $A_{10} = d_i \omega^2 - (d_i + \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 N_{01}$; $B_{10} = -(d_i + \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 N_{02}$;

$$N_{01} = 1 - \varphi_1(H_0 + f(\zeta_{ot})); N_{02} = \varphi_2(H_0 + f(\zeta_{ot}));$$

$$A_{20} = -p_i^2 N_{11} - p_i^2 - (u_{i0} d_i - 1) \omega^2; B_{20} = -p_i^2 N_{12};$$

$$N_{11} = -K_0 \gamma_1 - \frac{3B}{p_i^2} \gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \frac{B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times \left[1 - K_0 \gamma_{11} - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + \frac{2B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times \right.$$

$$\left. \times \left[1 - K_0 \gamma_1 - 3\gamma_1 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx;$$

$$N_{12} = K_0 \gamma_2 + \frac{3B}{p_i^2} \gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \int_0^l I(x) u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx + \frac{B}{p_i^2} \int_0^l \frac{\partial^2 I(x)}{\partial x^2} u_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \times$$

$$\times \left[1 + K_0 \gamma_2 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] dx + \frac{2B}{p_i^2} \times$$

$$\times \int_0^l \frac{\partial I(x)}{\partial x} u_i \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left[1 + K_0 \gamma_2 + 3\gamma_2 \sum_{k=1}^n G_k \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right] \right] dx;$$

φ_1, φ_2 – коэффициенты, зависящие от диссипативных свойств материала динамического гасителя, определяемые из петли гистерезиса; $f(\sigma_{\zeta_{ot}})$ – декремент колебаний, ζ_{ot} – является функцией абсолютного значения относительной деформации, $f(\zeta_{ot}) = H_1 \sigma_{\zeta_{ot}} + H_2 \sigma_{\zeta_{ot}}^2 + \dots + H_s \sigma_{\zeta_{ot}}^s$; H_0, H_1, \dots, H_s – экспериментально определяемые параметры узла гистерезиса, зависящие от диссипативных свойств материала упруго демпфирующего элемента динамического гасителя; $\sigma_{\zeta_{ot}}$ – среднеквадратичные значения относительной деформации упруго демпфирующего элемента динамического гасителя;

$$A_2 = (p_i^2 - \omega^2 + p_i^2 N_{11})(n_0^2 N_{01} - \omega^2) - p_i^2 n_0^2 N_{12} N_{02} - u_{i0}^2 \mu \mu_0 \omega^2 n_0^2 N_{01};$$

$$B_2 = (p_i^2 - \omega^2 + p_i^2 N_{11}) n_0^2 N_{02} + p_i^2 N_{12} (n_0^2 N_{01} - \omega^2) - u_{i0}^2 \mu \mu_0 \omega^2 n_0^2 N_{02}.$$

На основании соотношений (10) получены выражения среднеквадратических значений случайных колебаний рассматриваемого виброзащитного стержня по перемещениям, т.е.

$$\sigma_{q_i}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{A_{10} + jB_{10}}{A_2 + jB_2} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega; \quad \sigma_{\zeta}^2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left| \frac{A_{20} + jB_{20}}{A_2 + jB_2} \right|^2 S_{W_0}(\omega) d\omega. \quad (10)$$

С помощью выражений среднеквадратичных значений (10) проанализирована динамика и устойчивость случайных колебаний стержня вместе с динамическим гасителем при различных значениях параметров с помощью численных расчетов, разработаны рекомендации.

Для анализа отклонения резонансных кривых от вертикали и распределения энергии в материале стержня графики функций N_{11} и N_{12} для переменных и постоянных поперечных сечений стержня изображены на рисунках 7,8.

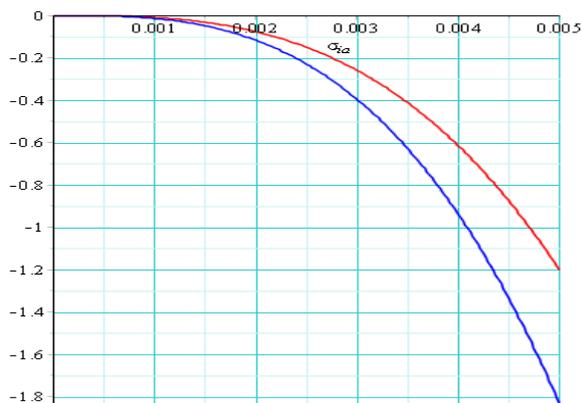


Рис. 7. Графики отклонения резонансной кривой от вертикали, когда поперечное сечение стержня переменное (синий цвет) и постоянное (красный цвет)

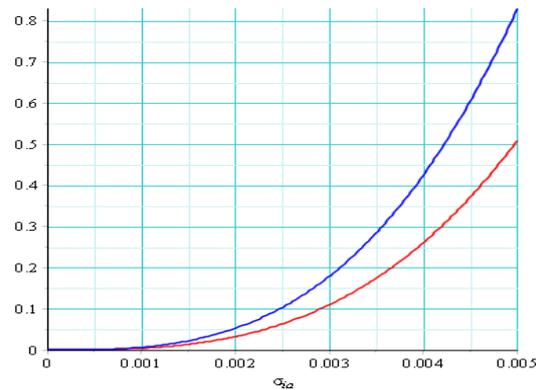


Рис. 8. Графики распределения энергии при переменном (синий цвет) и постоянном (красный цвет) поперечном сечении стержня

На рис. 7 приведены графики отклонения резонансной кривой от вертикали в случаях, когда ширина поперечного сечения стержня изменяется по закону $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ (синий цвет) и $b = 0.02$ постоянна (красный цвет). Отсюда замечаем, что в случае переменного поперечного сечения стержня отклонение резонансной кривой от вертикали будет меньше, чем в случае постоянного поперечного сечения.

На рис. 8 приведены графики распределения энергии в случаях, когда ширина поперечного сечения стержня изменяется по закону

$b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ (синий цвет) и $b = 0.02$ постоянна (красный цвет). Отсюда можно сказать, что в случае переменного поперечного сечения стержня рассеяние энергии выше, чем в случае постоянного.

С целью анализа динамики случайных колебаний стержней с упругой диссипативной характеристикой гистерезисного типа с переменной шириной по закону $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x)$ и постоянной шириной $b = 0.02$, графики выражения среднеквадратичных значений в зависимости от частоты, с наибольшей вероятностью колебаний, изображены на рис. 9 а), б).

Из приведенных графиков для обоих этих случаев видно, что среднеквадратичные значения стержня при переменном поперечном сечении почти в десять раз меньше, чем при постоянном.

Кроме того, установлено, что в обоих случаях увеличение параметра α характеризующего ширину спектра колебаний, не изменяет

среднеквадратичное значение в окрестности резонансной частоты, а на достаточном удалении от резонансной частоты приводит к увеличению среднеквадратичных значений.

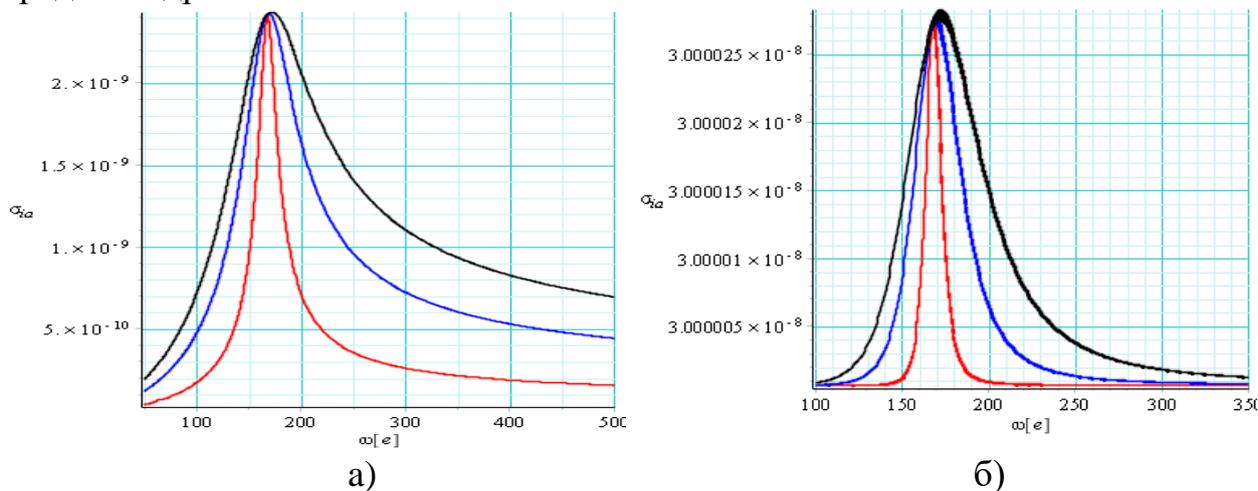


Рис. 9. Графики выражения среднеквадратичного значения ($\alpha = 0.01$ (красный); 0.08 (синий); 0.1 (черный).)

Четвертая глава называется **"Устойчивость нелинейных поперечных колебаний несовершенного упругого стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем."** В данной главе рассмотрены вопросы исследования устойчивости нелинейных колебаний диссипативных свойств несовершенного упругих стержней переменного поперечного сечения и их упругих демпфирующих элементов с динамическими гасителями гистерезисного типа под действием кинематических и случайных возмущений. Условия устойчивости определены аналитически в зависимости от параметров. При этом для исследования устойчивости колебаний под действием кинематических воздействий применяется метод первого приближения Ляпунова, а для исследования устойчивости колебаний под действием случайных возмущений - метод вертикальных касательных.

Сначала были получены условия устойчивости несовершенного упругого стержня, проанализированы результаты численных расчетов и сделаны выводы.

Для исследования устойчивости нелинейных гармонических колебаний стержня совместно с динамическим гасителем решение системы дифференциальных уравнений движения (1) искали в следующем виде:

$$q_i = q_{ia}(t) \cos(\omega t + \alpha_i(t)); \quad \zeta = \zeta_a(t) \cos(\omega t + \beta(t)), \quad (11)$$

где $q_{ia}(t)$, $\alpha_i(t)$ и $\zeta_a(t)$, $\beta(t)$ являются амплитудными и начальными фазами переменных q_i и ζ соответственно и являются медленно изменяющимися функциями.

В результате получена система уравнений нормального вида, и для исследования устойчивости виброзащитного стержня после варьирования получено следующее характеристическое уравнение

$$\lambda_*^4 + g_3 \lambda_*^3 + g_2 \lambda_*^2 + g_1 \lambda_* + g_0 = 0; \quad (12)$$

где $\lambda_* = 2\omega\lambda$; λ – характеристическое число; g_0, g_1, g_2, g_3 – определяются из системы (12).

Для устойчивости движения достаточно, чтобы действительная часть корней его характеристического уравнения была отрицательной. Условия, при которых действительная часть корней характеристического уравнения с положительными коэффициентами, определенного на основе критерия Гурвица, является отрицательной, следующие

$$g_3 > 0, \quad g_2 > 0, \quad g_1 > 0, \quad g_0 > 0, \quad g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2 > 0. \quad (13)$$

Полученные неравенства являются условиями устойчивости совместных нелинейных гармонических колебаний стержня и динамического гасителя. Границы и области устойчивости определены и проанализированы в результате численных расчетов при различных значениях параметров системы.

Устойчивость рассматриваемой системы исследуется методом вертикальных касательных с использованием выражений среднеквадратических значений (11), определенных для случайных колебаний стержня переменного поперечного сечения и упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа вместе с динамическим гасителем.

При этом выражения среднеквадратических значений (11) приводятся к следующему виду:

$$\sigma_{q_i}^2 = \frac{f_3(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon)}{f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon)}; \quad \sigma_\zeta^2 = \frac{f_5(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon)}{f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon)}, \quad (14)$$

$$\text{здесь } f_3(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon) = f_3 = D_{W_0} \alpha \omega_\varepsilon^3 \Psi_1;$$

$$f_4(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon) = f_4 = (\alpha \omega_\varepsilon + \delta_0) \Psi_0; \quad f_5(\sigma_{q_i}, \sigma_\zeta, \omega_\varepsilon) = f_5 = D_{W_0} \alpha \omega_\varepsilon^3 \Psi_2;$$

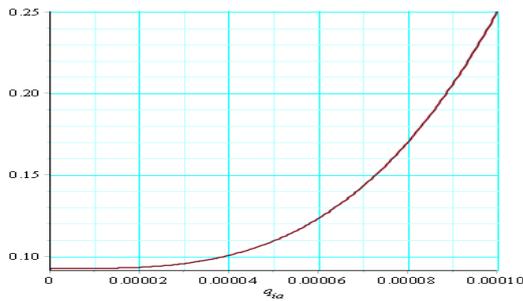
$\Psi_0, \Psi_1, \Psi_2, D_{W_0}, \alpha, \omega_\varepsilon, \delta_0$ – выражения, зависящие от параметров системы.

Из выражений (14) определяем условие устойчивости нелинейных случайных колебаний рассматриваемой виброзащитной системы. Для этого проанализируем условие существования вертикальных касательных к графику функции σ_{q_i} . В этом случае условие существования вертикальных касательных к графику функции σ_{q_i} будет следующим:

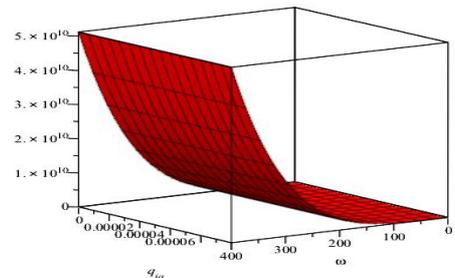
$$\left(2\sigma_{q_i} f_4 - \left(\frac{\partial f_3}{\partial \sigma_{q_i}} - \sigma_{q_i}^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_{q_i}} \right) \right) \left(2\sigma_\zeta f_4 - \left(\frac{\partial f_5}{\partial \sigma_\zeta} - \sigma_\zeta^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_\zeta} \right) \right) - \left(\frac{\partial f_5}{\partial \sigma_{q_i}} - \sigma_\zeta^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_{q_i}} \right) \left(\frac{\partial f_3}{\partial \sigma_\zeta} - \sigma_{q_i}^2 \frac{\partial f_4}{\partial \sigma_\zeta} \right) = 0. \quad (15)$$

Если найденное равенство (15) выполняется при некоторых значениях параметров, то случайные колебания рассматриваемого стержня переменного поперечного сечения с упруго-диссипативной характеристикой гистерезисного типа вместе с динамическим гасителем будут неустойчивыми. В противном случае - будет устойчивым.

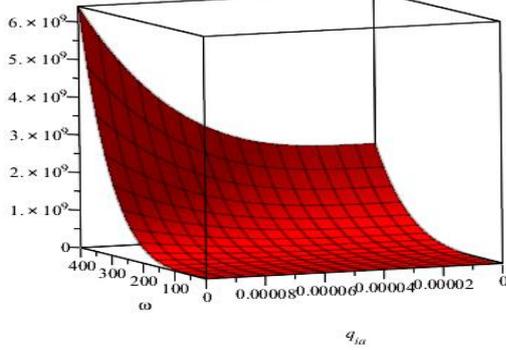
Графики условий устойчивости (15) на основе значений $b = 0.02 + 0.01 \sin(80x); \mu = 0.2; n_0 = 167.5520325 \text{ с}^{-1}$ представлены на рис. 10. На рис. 10-а), б), в), г), д) представлены графики функций $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1 g_2 g_3 - g_3^2 g_0 - g_1^2$ представляющие условия устойчивости (13), соответственно.



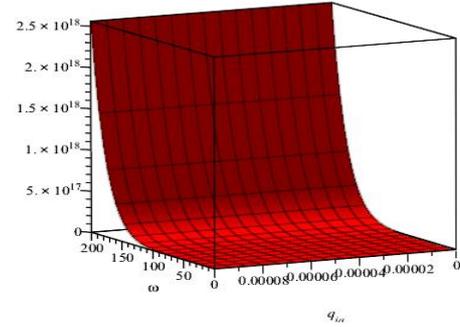
а)



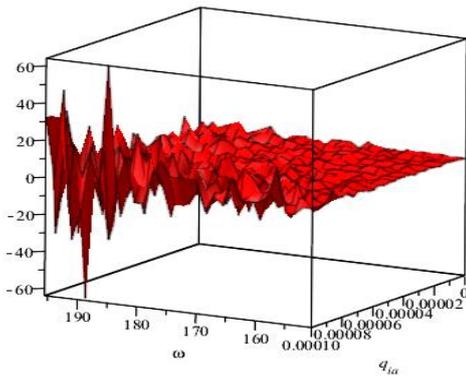
б)



в)



г)



д)

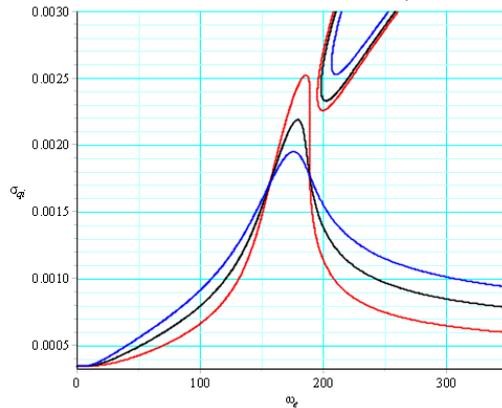


Рисунок 10. (13) условия устойчивости (соответственно а), б), в), г), д)) функций $g_3, g_2, g_1, g_0, g_1g_2g_3 - g_3^2g_0 - g_1^2$

Рисунок 11. (14) средневладратичное значение (15) графики выражений предела устойчивости ($\alpha = 0.005$ (красный); 0.02 (черный); 0.05 (синий))

Для того чтобы рассматриваемые стационарные колебания были устойчивыми, согласно критерию Гурвица, при приведенных значениях параметров они должны быть положительно определенными функциями. Из графиков на рис. 10-а), б), в), г) видно, что функции g_3, g_2, g_1, g_0 положительно определены при приведенных значениях параметров. Однако из графика на рис. 10-е) видно, что функция $g_1g_2g_3 - g_3^2g_0 - g_1^2$ принимает как положительные, так и отрицательные значения. Это означает, что последнее условие критерия Гурвица не выполняется, т.е. стационарные колебания рассматриваемого виброзащитного стержня не устойчивы.

На рис. 11 приведены графики выражений средневладратичного значения (14) и предела устойчивости (15) при $D_{W_0} = 10^{14} \cdot 9.81^2 \frac{M^2}{C^4}$ при значениях параметра, характеризующего ширину спектра колебаний $\alpha = 0.005$ (красный); 0.02 (черный); 0.05 (синий) в спектре колебаний ω_e в

зависимости от высокой частоты. Отсюда можно сказать, что увеличение параметра, характеризующего ширину спектра в интервале $[0.005;0.05]$ приводит к уменьшению среднеквадратических значений вокруг резонансной частоты и расширению областей устойчивости. При $\alpha = 0.005$ (красный) $\sigma_{q_i} = 0.002515$ м, а при $\alpha=0.05$ (синий) $\sigma_{q_i} = 0.00195$ м. Следовательно, увеличение параметра, характеризующего ширину спектра колебаний, в 10 раз в интервале $[0.005;0.05]$ приводит к уменьшению среднеквадратических значений в 1.3 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработаны математические модели нелинейных поперечных колебаний несовершенного упругих стержней переменного сечения под действием гармонических кинематических и случайных возмущений, а также их упругих демпфирующих элементов с динамическими гасителями с диссипативными характеристиками гистерезисного типа.

В целях определения динамических характеристик стержней, исследования динамики виброзащитных стержней усовершенствованы методики определения передаточных функций при гармонических колебаниях и среднеквадратических значений при случайных колебаниях, разработаны численные алгоритмы расчета.

Используя амплитудно-частотные характеристики при поперечных колебаниях стержня с динамическим гасителем на основе точных граничных условий, была оценена эффективность гашения вредных колебаний динамического гасителя, с определенными динамическими характеристиками. Обосновано, что амплитуды колебаний уменьшаются в несколько раз вокруг резонансной частоты, разработаны рекомендации.

Выражения среднеквадратических значений перемещений и ускорений оснований виброзащитного стержня были численно проанализированы по общим представлениям спектральной плотности ускорений оснований в случайных процессах. На основе графиков показано изменение среднеквадратических значений перемещений и ускорений основания при различных значениях параметров, сделаны соответствующие выводы по снижению уровня колебаний гасителя. Установлено, что среднеквадратичные значения почти в десять раз меньше при переменном поперечном сечении, чем в случае постоянного поперечного сечения; в обоих случаях увеличение параметра α , характеризующего ширину спектра колебаний, не изменяет среднеквадратических значений вокруг резонансной частоты, а на достаточном расстоянии от резонансной частоты приводит к увеличению среднеквадратических значений. Показано, что в случае переменного поперечного сечения стержня отклонение резонансной кривой от вертикали меньше, а рассеяние энергии больше, чем в случае постоянного поперечного сечения.

Получены условия устойчивости поперечных кинематических и случайных нелинейных колебаний несовершенного упругого стержня

переменного поперечного сечения и его динамического гасителя. Разработаны алгоритмы численных расчетов для определения границ и областей устойчивости. Установлено, что неустойчивые области амплитудно-частотных характеристик, отклонения от вертикали и амплитуды в окрестности резонансной частоты стержня постоянного поперечного сечения выше, чем в случае переменного поперечного сечения. Увеличение параметра, характеризующего ширину спектра, приводит к уменьшению среднеквадратических значений в окрестности резонансной частоты и расширению областей устойчивости. Установлено, что увеличение параметра, характеризующего ширину спектра колебаний в 10 раз приводит к уменьшению среднеквадратических значений в 1,3 раза, разработаны рекомендации.

**SCIENTIFIC COUNCIL FOR AWARDING SCIENTIFIC DEGREES
PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 AT BUKHARA STATE
TECHNICAL UNIVERSITY**

SAMARKAND STATE UNIVERSITY

KASIMOVA FIRUZA ULUG‘BEKOVNA

**DYNAMICS OF VIBRATION-ISOLATED RODS WITH VARIABLE
CROSS-SECTION UNDER HARMONIC AND RANDOM EXCITATIONS**

01.02.01 – Theoretical Mechanics

ABSTRACT
**dissertation of the doctor of philosophy (PhD) on physical and
mathematical sciences**

Bukhara – 2026

The topic of the dissertation of Doctor of Philosophy (PhD) was registered in the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of Republic of Uzbekistan under the number B2023.4.PhD/FM961.

The dissertation was carried out at the Samarkand State University.

The abstract of the dissertation is posted in Three languages (Uzbek, Russian, English (resume)) on the website www.bmti.uz and on the website of "ZiyoNet" Information and educational portal www.ziynet.uz.

Scientific supervisor:

Dusmatov Olimjon Musurmonovich

Doctor of physical and mathematical sciences,
professor

Official opponents:

Safarof Ismoil Ibrohimovich

Doctor of physical and mathematical sciences,
professor

Ruzmatov Maksud Israilovich

Doctor of Philosophy in Physical and
Mathematical Sciences (PhD), docent

Leading organization:

Samarkand State University of Architecture and
Civil Engineering named after Mirzo Ulugbek

Defense will take place «27» february 2026 at 10:00 at the meeting of Scientific Council number PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 Bukhara State Technical University. (Address: 200100 Qayum Murtozayev street, Bukhara, Phone: (+99865) 223-78-84, fax: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz).

Dissertation is possible to review in Information-resource centre at Bukhara State University (is registered № 488) (Address: 200100 Qayum Murtozayev street, Bukhara, Phone: (+99865) 223-78-84.).

Abstract of dissertation sent out on «7» february 2026 year

(Mailing report № 19 on « 2 » december 2025 year)



M.Kh. Teshayev

Chairman of the Scientific Council for
Awarding Academic Degrees, Dr.Sc. (DSc)
in Physics and Mathematics, Professor

R.A. Sabirova

Scientific Secretary of the Scientific Council
for the Awarding of Academic Degrees PhD
in Physical and Mathematical Sciences

Z.I. Boltayev

Chairman of the Scientific Seminar under
the Scientific Council for the Award of
Academic Degrees (DSc) in Physics and
Mathematics, Professor

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

The purpose of the research is to develop mathematical modeling, dynamics assessment and stability checking methods, and numerical calculation algorithms for transverse nonlinear vibrations of hysteresis-type dissipative characteristic beams with variable cross-sections combined with a dynamic absorber under the influence of harmonic kinematic and random excitations.

The objects of the study are a dynamic absorber consisting of a rigid body and an elastic damping element and a hysteresis-type dissipative characteristic beams with variable cross-section.

The subject of the research is the mathematical modeling of distributed and lumped mass mechanical systems, improvement of calculation methods, assessment of dynamics, analytical determination of stability conditions, numerical analysis, and development of recommendations.

Research methods. In the research process, theoretical mechanics, vibration theory, stability theory, numerical calculation methods, vertical tangents, and Lyapunov's first approximation methods were used.

The scientific novelty of the research is as follows:

mathematical models of transverse nonlinear vibrations of imperfect elastic variable-section beams and their elastic damping elements, combined with dynamic absorbers possessing hysteresis-type dissipative characteristics, under the influence of harmonic kinematic and random excitations have been developed;

methodologies for the analytical determination of the transfer function in nonlinear harmonic kinematic vibrations, as well as the expressions for the mean-square values of displacements and absolute accelerations in random vibrations of beams coupled with dynamic dampers, have been improved and substantiated.

a numerical solution methodology for evaluating the effectiveness of dynamic dampers in suppressing transverse vibrations of beams under kinematic and random excitations, along with recommendations for selecting constructive parameters, has been developed.

the stability conditions for transverse vibrations of imperfect elastic variable-section beams combined with dynamic absorbers under harmonic kinematic and random excitations have been identified, and a methodology for the numerical determination of stability borders and fields has been established.

Reliability of the research results. The use of proven mathematical and numerical methods, the adequacy of the developed models, in particular cases, was confirmed by comparison with the results of other known authors.

Publication of research results. A total of 13 scientific works have been published on the topic of the dissertation, of which 7 scientific articles were published in scientific publications recommended for publication of the main scientific results of Doctor of Philosophy (PhD) dissertations by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan, including 4 in Republican and 3 in foreign publications (1 in the international SCOPUS database).

Structure and volume of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of used literature and appendices, and consists of 109 pages.

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

I bo'lim (I часъ; I part)

1. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Vibration of hysteresis – type elastic dissipative characteristic of variable cross section // Science and innovation international scientific journal, vol. 2(11), ISSN 2181-337, 2023, - pp. 220-225. (01.00.00, №(12) Index Copernicus)

2. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan elastik sterjenning chiziqlimas tasodifiy tebranishlari // Buxoro davlat universiteti ilmiy axboroti, 2024, № 12. 27-31 betlar. (01.00.00, №3)

3. Dusmatov O.M., Xodjabekov M.O'., Kasimova F.U. Nomukammal elastik sterjenning chiziqlimas tebranishlari ustuvorligi // UzMU xabarlari, 2025, №2. 31-38 betlar. (01.00.00, №8)

4. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Problem of absorber nonlinear transverse vibrations of an elastic rod under random impacts // SamDU ilmiy axborotnomasi. №3/1(151), 2025, 18-22 betlar. (01.00.00, №2)

5. Kasimova F.U. Analysis of the dynamics of random vibrations of a beam with hysteresis-type dissipative characteristics // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, vol. 7. ISSN 2310-5607, 2025. pp. 79-85. (01.00.00, №(35) CrossRef)

6. Дусматов О.М., Ходжабеков М.У., Касимова Ф.У. Устойчивость нелинейных колебаний стержня переменного поперечного сечения с динамическим гасителем // Проблемы механики, 2025, №3. - с. 28-37. (01.00.00, №4)

II bo'lim (II часъ; II part)

7. Dusmatov O.M., Khodjabekov M.U., Kasimova F.U. Dynamics of a beam with variable cross-section protected from vibration // E3S Web of Conferences 549, 01001 (2024), TransSiberia 2024,

<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202454901001>. (01.00.00, №(3) Scopus).

8. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan sterjenning tebranishlarini so'ndirish // Zarafshon vohasini kompleks innovatsion rivojlantirish yutuqlari, muammolari va istiqbollari IV-xalqaro ilmiy-amaliy anjumani materiallari. 2023 yil noyabr, 90 – bet, O'zbekiston. Novoiy.

9. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Evaluation of Nonlinear Vibration Damping Effectiveness of Variable Cross-section rod // International Conference Advanced Mechanics: Structure, Materials, Tribology, Samarkand, September, 2024. -p. 29.

10. Kasimova F.U. Taqsimlangan parametrlı sterjenning ko'ndalang chiziqlimas tasodifiy tebranishlarini so'ndirish // Ilm – fan muammolari tadqiqotchilar talqinida mavzusidagi Respublika ilmiy konferensiyasi materiallari, 2024 yil 25 - dekabr, 121-124 betlar, O'zbekiston, Farg'ona.

11. Dusmatov O.M., Kasimova F.U. Nomukammal elastik ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan sterjenning tebranishlarini so‘ndirish effektivligini baholash // Mexanikada fan, ta’lim va ishlab chiqarish integratsiyasi: muammolar, yechimlar va istiqbollar xalqaro ilmiy – texnik anjumani materiallari, 2025 yil may, 181-190 betlar, O‘zbekiston, Qarshi.

12. Kasimova F.U. Tebranishlardan himoyalانuvchi, ko‘ndalag kesimi o‘zgaruvchan sterjenning xususiy tebranish formalari // “Qurilish va Muhandislik: Innovatsiya, Texnika va Texnologiya, boshqa sohalar bilan integratsiyasi” mavzusidagi respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi, 2025 yil 1-may, 29-34 betlar, O'zbekiston, Qoraqalpog'iston Respublikasi, Nukus Shahri, Sh.Abdirov Ko'chasi №1 Uy.

13. Kasimova F.U. Gisterezis tipidagi dissipativ xarakteristikali sterjenning o‘rtacha kvadratik qiymatlarini aniqlash // Zarafshon vohasini kompleks innovatsion rivojlantirish yutuqlari, muammolari va istiqbollari xalqaro ilmiy-amaliy anjumani materiallari, 2025 yil sentyabr, 135-136 betlar, O'zbekiston, Navoiy.

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

Bosishga ruxsat etildi: 04.02.2026 yil. Bichimi 60x84 1/16 , «Times New Roman» garniturada raqamli bosma usulida bosildi. Shartli bosma tabog‘i 3,0.
Adadi: 100 nusxa. Buyurtma №69

Guvohnoma AI №178. 08.12.2010.
“Sadriiddin Salim Buxoriy” MCHJ bosmaxonasida chop etildi.
Buxoro shahri, M.Iqbol ko‘chasi, 11-uy. Tel.: 65 221-26-45

