

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

**MIRZO ULUG‘BEK NOMIDAGI SAMARQAND DAVLAT
ARXITEKTURA QURILISH UNIVERSITETI**

YULDOSHOVA ZARNIGOR SAYFULLO QIZI

**STERJENNING HAKATLANUVCHI DINAMIK SO‘NDIRGICH BILAN
BIRGALIKDAGI TEBRANISHLARI DINAMIKASINI BAHOLASH**

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**

Yuldoshova Zarnigor Sayfullo Qizi

Sterjenning harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranishlari
dinamikasini baholash.....5

Юлдошова Зарнигор Сайфулло Кизи

Оценка динамики колебаний стержня с подвижным динамическим
гасителем.....21

Yuldoshova Zarnigor Sayfullo Qizi

Evaluation of the dynamics of beam vibrations combined with a moving dynamic
absorber41

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ
List of published works.....44

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

**MIRZO ULUG‘BEK NOMIDAGI SAMARQAND DAVLAT
ARXITEKTURA QURILISH UNIVERSITETI**

YULDOSHOVA ZARNIGOR SAYFULLO QIZI

**STERJENNING HARAKATLANUVCHI DINAMIK SO‘NDIRGICH BILAN
BIRGALIKDAGI TEBRANISHLARI DINAMIKASINI BAHOLASH**

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 Vazirlar Mahkamasi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2025.3. PhD/FM1355 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya Mirzo Ulug'bek nomidagi Samarqand davlat arxitektura-qurilish universitetida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) universitet veb-sahifasida (www.bmti.uz) va «Ziyonet» Axborot ta'lim portalida (www.ziyonet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Xodjabekov Muradjon Usarovich
fizika-matematika fanlari doktori (DSc)

Rasmiy opponentlar:

Indiaminov Ravshan Shukurovich
fizika-matematika fanlari doktori, professor

Xaydarov Ilxom Qudratovich
fizika-matematika fanlari nomzodi, dotsent

Etakchi tashkilot:

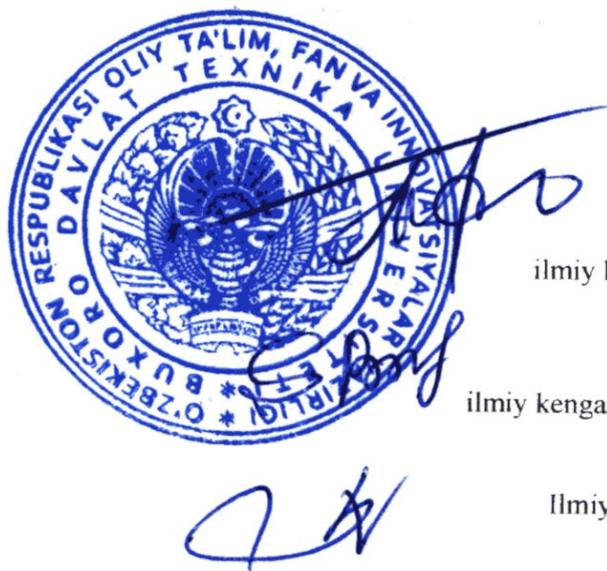
Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti

Dissertatsiya himoyasi Buxoro davlat texnika universiteti huzuridagi ilmiy darajalar beruvchi PhD.03/2025.27.12.FM/T.16.02 raqamli ilmiy kengashning 2026 yil «27» fevral kuni soat 15:00 dagi majlisida bo'lib o'tadi (Manzil: 200100, Buxoro sh., Qayum Murtazoyev ko'chasi, 15-uy. Tel (99865) 223-78-84; faks: (99865) 223-79-72; e-mail: bmti_info@edu.uz.)

Dissertatsiya bilan Buxoro davlat texnika universiteti Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№489 raqam bilan ro'yxatga olingan). (Manzil: 200100, Buxoro sh., Qayum Murtazoyev ko'chasi, 15-uy. Tel. (99865) 223-78-84).

Dissertatsiya avtoreferati 2026 yil «7» fevral kuni tarqatildi.

(2025 yil «2» dekabrda №20 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 mexanika, avtomatika, aerokosmik va boshqa sohalarda keng qo'llanilayotgan eng ilg'or qurilmalarda tashqi ta'sirlar natijasida yuzaga kelayotgan zararli tebranishlarni so'ndirish, ularning ishlash samaradorligini oshirish va uzoq muddat ishonchli ishlashini ta'minlashga alohida e'tibor qaratilgan. Shu jihatdan, ilg'or qurilmalar tebranishlari bilan bog'liq bo'lgan mavjud muammolarni ilmiy asoslab, matematik modellarini ishlab chiqish, dinamikasini baholash, optimal parametrlarini tanlash va zarur tavsiyalar berish bo'yicha ilmiy-tadqiqotlar olib borish dolzarb vazifalardan biri hisoblanadi. Rivojlangan davlatlarda, jumladan Yaponiya, Xitoy, AQSH, Rossiya va Germaniya kabi davlatlarda loyihalananayotgan va ishlab chiqarilayotgan barcha turdagi ilg'or qurilmalarning zararli tebranishlarini so'ndirish va boshqarish, samarali hamda uzoq muddat ishonchli ishlashini ta'minlash muhim bo'lgan vazifalardan biri hisoblanadi.

Jahonda ilg'or loyihalash va etakchi ilmiy-tadqiqot markazlarida qurilmalarning zararli tebranishlarni so'ndirish hamda tebranishlarni boshqarish muammolarini yechishda murakkab bo'lgan mexanik sistemalarni matematik modellarini ishlab chiqish, dinamikasini baholash, optimal parametrlarni aniqlash masalalari bo'yicha tadqiqotlar olib borilmoqda, ushbu masalalar tebranish jarayonlarini samarali boshqarish va zararli tebranishlarni so'ndirish orqali qurilmalarning ishonchliligi, ustuvorligi hamda ishlash samaradorligini oshirishni ta'minlab, zamonaviy texnika va texnologiyalarni rivojlantirishda ustuvor yo'nalishlardan hisoblanmoqda. Bu borada, jumladan taqsimlangan parametrli va to'plangan massali sistemalarning birgalikdagi murakkab harakatini matematik modellashtirish hamda dinamikasini baholash, ya'ni optimal parametrlarini uzatish funksiyasi yordamida konstruktiv parametrlarga bog'liq holda aniqlash, matematik modellashtirish va dinamikasini baholash usullarini takomillashtirish bo'yicha ilmiy tadqiqotlar muhim vazifalardan biri hisoblanadi.

Respublikamizda sanoat va texnikaning ko'plab sohalari – avtomobilsozlikda, temiryo'l transportida, sanoat mashinalari va uskunalari takomillashtirishda keng qo'llanilayotgan ilg'or qurilmalarni matematik modellarini ishlab chiqish hamda dinamikasini baholashga qaratilgan ko'plab loyihalar ustida ilmiy-tadqiqotlar 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 vazifani amalga oshirish, jumladan mexanik sistemalarning dissipativlik xossalarini hisobga olgan holda tashqi ta'sirlar natijasida yuzaga keladigan zararli tebranishlarni so'ndirish va tebranishlarni boshqarish, ya'ni matematik modellashtirish va dinamikasini baholash masalalari dolzarb hisoblanadi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son “2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi

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.

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 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 mosligi. Mazkur tadqiqot respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining IV. «Matematika, mexanika va informatika» ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. O'zbekiston va xorij olimlari tomonidan zararli tebranishlarni so'ndirish, turli tipdagi dinamik so'ndirgichlarni qo'llash va optimal parametrlarini aniqlash, tebranishlarni boshqarish masalalariga oid ko'plab ilmiy-tadqiqot ishlari Sh.P.Alimuxamedov, F.B.Badalov, E.S.Briskin, D.Gortog, O.M.Dusmatov, S.V.Eliseev, B.G.Korenev, V.G.Klimov, K.A.Karimov, V.B.Larin, M.M.Mirsaidov, M.A.Pavlovskiy, Yu.V.Radish, T.R.Rashidov, L.M.Reznikov, L.M.Rijkov, I.I.Safarov, M.X.Teshaev, F.A.Furman, K.V.Frolov va boshqalar tomonidan olib borilib, takomillashtirilgan hamda amaliyotga tatbiq etilgan.

Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali taqsimlangan parametrlil mexanik sistemalarning zararli tebranishlarini sistemaning bir nuqtasiga o'rnatilgan harakatlanmaydigan dinamik so'ndirgichlar yordamida so'ndirish masalalari M.A.Pavlovskiy, O.M.Dusmatov, L.M.Rijkov, V.B.Yakovenko, X.M.Bo'ronov, M.U.Xodjabekovlarning ishlarida o'rganilgan. Bugungi kunda gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarini matematik modellashtirish va dinamikasini baholash yechilishni talab etadigan dolzarb masalalardan hisoblanadi.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'likligi. Dissertatsiya tadqiqoti Samarqand davlat arxitektura-qurilish universiteti ilmiy-tadqiqot rejasining OT-F4-71 "Fazoviy va qobiq konstruksiyalarning zilzilabardoshlik nazariyasini rivojlantirishda chiziqsizliklarni e'tiborga olish muammolarini yechish" (2017-2020) mavzusidagi ilmiy tadqiqot loyihasi doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarini matematik modellashtirish va dinamikasini baholashdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarini matematik modelini ishlab chiqish;

gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida uzatuvchi funksiyasini analitik ko'rinishda aniqlash va sistema parametrlarining turli qiymatlarida sonli hisoblashlar asosida tahlil qilish;

sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida dinamik so'ndirgichning optimal parametrlarini aniqlash;

dinamik so'ndirgichning effektivligini ta'minlashda sistema parametrlarini zaruriy tanlash bo'yicha sonli tahlillar asosida tavsiyalar ishlab chiqish.

Tadqiqotning ob'ekti sifatida gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichlar olingan.

Tadqiqotning predmetini tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning ko'ndalang tebranishlarini matematik modellashtirish va uzatuvchi funksiyasini analitik ko'rinishda sistema parametrlariga bog'liq holda aniqlash, tahlil qilish tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida nazariy va analitik mexanika, tebranishlar va optimallashtirish nazariyasi, differensial tenglamalar hamda funksional analiz usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarining matematik modeli ishlab chiqilgan;

sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida uzatuvchi funksiyasini analitik ko'rinishda sistema parametrlariga bog'liq holda aniqlangan;

sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida dinamik so'ndirgichning optimal parametrlarini aniqlash metodikasi ishlab chiqilgan;

dinamik so'ndirgichning harakati davomida sterjenning turli nuqталarda bo'lganda uning zararli tebranishlarni so'ndirishdagi effektivligi sistema parametrlarining turli qiymatlari uchun aniqlangan;

sistema konstruktiv parametrlari va o'zgaruvchilarining turli qiymatlarida tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjen dinamikasini baholashning sonli tahlil etish algoritmi ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarining matematik modellashtirilgan;

sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida uzatuvchi funksiyasini analitik ko'rinishda aniqlash metodikasi ishlab chiqilgan;

sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlari dinamikasi baholangan;

dinamik so'ndirgichning harakati davomida sterjenning turli nuqtalarda bo'lganda uning zararli tebranishlarni so'ndirishdagi effektivligi bo'yicha konstruktiv parametrlarni tanlash tavsiyalari keltirilgan;

masalalarning olingan yechimlari mavzuga oid xususiy hollar uchun ma'lum bo'lgan yechimlar bilan taqqoslangan, optimal parametrlarni tanlash bo'yicha xulosalar olingan hamda tavsiyalar ishlab chiqilgan.

Tadqiqot natijalarining ishonchligi. Asoslangan matematik va sonli usullardan foydalanish natijasida ishlab chiqilgan modellarning adekvatligi xususiy holatlarda adabiyotlarda keltirilgan boshqa mualliflar natijalari bilan qiyosiy tahlil qilish orqali tasdiqlangan.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati mazkur yo'nalishdagi bilimlarni boyitish bilan birga gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikaga ega bo'lgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sistemalarning ko'ndalang tebranishlaridagi dinamikasini baholash metodikasi ishlab chiqilganligi hamda sohaga oid ilmiy adabiyotlar tayyorlashda keng imkoniyatlar yaratish bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati zamonaviy sanoat va texnika sohalarida keng qo'llanilayotgan mexanizmlar, mashina va ehtiyot qismlarning uzoq muddat ishonchli ishlashini ta'minlash imkoniyatini berishi bilan baholanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Sterjenning harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranishlari dinamikasini baholash bo'yicha olingan natijalar asosida:

harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich va sterjenning birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida dinamik so'ndirgichining optimal parametrlarini aniqlash usuli hamda konstruktiv parametrlarining turli qiymatlarida dinamikasini baholashning sonli tahlil etish algoritmidan Samarqand viloyati transport boshqarmasi "Tramvay liniyalarini ekspluatatsiya qilish direksiyasi" davlat korxonasi transport vositalari qismlari harakatlarini matematik modellashtirishda va dinamikasini baholashda joriy qilingan (O'zbekiston Respublikasi Transport vazirligining 02.06.2025 yildagi № 04/6098 sonli ma'lumotnomasi). Natijada, transport vositalari qismlarining tashqi ta'sirlardagi tebranishlarini matematik modelini ishlab chiqishga va dinamikasini baholashga hamda zararli tebranishlar amplitudasini materiallar turiga qarab 42-55 % gacha kamaytirishga, materiallarning yaroqlilik muddatini oshirish uchun tekis taqsimlangan parametrlil transport vositalari qismlarning qo'shimcha mustaxkamlanishini yoki kuchaytirilishini aniq baholashga erishilgan.

tebranishlarning matematik modelidan va sistema konstruktiv parametrlari, o'zgaruvchilarining turli qiymatlarida tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjen dinamikasini baholashning sonli tahlil etish algoritmidan 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 qoʻllanilgan (Andijon davlat texnika institutining 29.11.2025 yildagi № 01-03-3752 sonli maʼlumotnomasi). Natijada, polimer materialli konstruksiya elementlarining harakatlarida matematik modelini ishlab chiqish va dinamikasini sonli tahlil etish imkoniyati yaratilgan.

Tadqiqot natijalarining eʼlon qilinganligi. Dissertatsiyaga tegishli boʻlgan 13 ta ilmiy ishlar chop etilgan, shulardan, Oʻzbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining doktorlik dissertatsiyalar asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 8 ta ilmiy maqolalar, jumladan 6 ta respublika va 2 ta xorijiy jurnallarda nashr etilib, 5 ta ilmiy ishlar sohaga oid ilmiy jurnallarda, ilmiy va ilmiy texnik konferensiyalarning materiallarida chop etilgan.

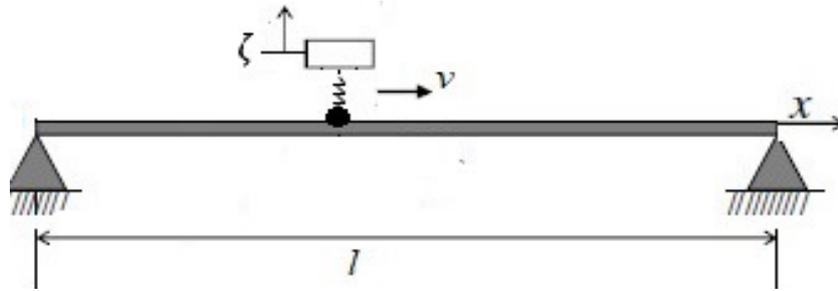
Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya ishi kirish, toʻrtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar roʻyxati va ilovalardan iborat boʻlib, 101 sahifani tashkil etadi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida tadqiqotning dolzarbligi va zarurati asoslangan, Respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yoʻnalishlariga mosligi koʻrsatilgan, mavzu boʻyicha ilmiy-tadqiqotlar sharhi, muammoning oʻrganilganlik darajasi keltirilgan, tadqiqot maqsadi va vazifalari, obʼekti, predmeti tavsiflangan, tadqiqotning ilmiy yangiligi, amaliy natijalari, natijalarining ishonchliligi bayon qilingan. Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati ochib berilgan, tadqiqot natijalarining joriy qilinishi, natijalarining eʼlon qilinganligi hamda dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi boʻyicha maʼlumotlar keltirilgan.

Dissertatsiyaning **“Muammoning oʻrganilganlik darajasi boʻyicha adabiyotlar tahlili”** deb nomlangan birinchi bobida harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichlar va sterjenlarni oʻrganilganlik darajasi boʻyicha adabiyotlarning tahliliy sharhi keltirilgan. Sterjen va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich materialining gisterezis tipidagi elastik dissipativ xossalarini hisobga olgan holda koʻndalang tebranishlarini matematik modellashtirish hamda harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich materialining gisterezis tipidagi elastik dissipativ xossalarini hisobga olgan holda tebranishlarni soʻndirishdagi optimal parametrlarini aniqlash masalalarini yechish dolzarb masala ekanligi asoslangan.

Dissertatsiyaning **“Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi chiziqli elastik xarakteristikali dinamik soʻndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining dinamikasi”** deb nomlangan ikkinchi bobida gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi chiziqli elastik xarakteristikali dinamik soʻndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining dinamikasi oʻrganilgan. Bunda sterjen materialining gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikalari Pisarenko-Boginich gipotezasiga asoslangan.



1-rasm. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichli sistema sxemasi

1-rasmda sxemasi keltirilgan mexanik sistema uchun erkin jism diagrammasidan foydalansak, gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali stejenning va uning uzunligi bo'ylab harakatlanuvchi chiziqli elastik xarakteristikali qattiq jisimli dinamik so'ndirgichning birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida quyidagi munosabatlar o'rinli bo'ladi:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} - c\zeta\delta(x - vt)H\left(\frac{l}{v} - t\right) = -\rho A \frac{\partial^2 w_a}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$m \frac{\partial^2 w(x_0)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} + c\zeta = -m \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

bunda M – eguvchi moment; ρ, A – lar mos ravishda sterjen materialining zichligi va ko'ndalan kesimi yuzi; $w(x_0)$ – dinamik so'ndirgich joylashgan sterjen nuqtasining ko'chishi; $x_0 = vt$ - dinamik so'ndirgich joylashgan nuqta; t – vaqt; v - dinamik so'ndirgich tezligi, l - sterjen uzunligi, ζ - dinamik so'ndirgichning ko'chishi; $\delta(x)$ – Dirakning delta funksiyasi; $H\left(\frac{l}{v}\right)$ – Hevisayd funksiyasi; c, m – lar mos ravishda dinamik so'ndirgichning bikrligi va massasi; w_a – sterjenning absolyut ko'chishi

$$w_a = w_0 + w, \quad (2)$$

w_0 - asosning ko'chishi; w – sterjen egilishi.

Sterjen materialidagi kuchlanish va nisbiy deformatsiya orasidagi quyidagi munosabatdan foydalanamiz:

$$\sigma = E(1 + (-\eta_1 + j\eta_2)[C_0 + f(\zeta_0)])\zeta_0, \quad (3)$$

bunda E – elastiklik moduli; $\eta_1, \eta_2 = \eta_{22} \text{sign}(\omega)$ lar sterjen materialining elastik dissipativlik xossalariga bog'liq bo'lgan doimiy koeffitsientlar bo'lib, gisterezis sirtmog'idan aniqlanadi; $j^2 = -1$; $f(\zeta_0)$ – tebranishlar dekrementi bo'lib, ζ_0 - nisbiy deformatsiya absolyut qiymatining funksiyasi hisoblanadi,

$$f(\zeta_0) = C_1\zeta_0 + C_2\zeta_0^2 \dots + C_n\zeta_0^n, \quad (4)$$

C_0, C_1, \dots, C_n - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan parametrlari bo'lib, sterjen materialining dempferlovchi xossalariga bog'liq.

Eguvchi moment ifodasini hisoblaymiz.

$$M = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left[1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + \frac{24}{h^3} (-\eta_1 + j\eta_2) \int_0^{h/2} f(\zeta_0) z^2 dz \right], \quad (5)$$

bunda $I = \frac{bh^3}{12}$; $b = const$ va $h = const$ - sterjen eni va balandligi.

(2) va (3) ifodalarni (1) differensial tenglamalar sistemasiga qo'yamiz va uning yechimini yechimini quyidagicha izlaymiz:

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} u_i(x) q_i(t), \quad (6)$$

bunda $q_i(t)$ – vaqtning funksiyasi; $u_i(x)$ funksiyalar ortogonal hisoblanadi.

Hosil bo'lgan differensial tenglamaning ikki tomonini $u_m(x)$ ga ko'paytiramiz hamda $[0; l]$ intervalda integrallaymiz. Natijada ortogonallik shartidan va Dirakning delta hamda Hevisayd funksiyalari xossaligidan foydalanib, ba'zi hisoblashlarni bajargandan so'ng quyidagi differensial tenglamaga ega bo'lamiz:

$$\ddot{q}_i + \{(1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}}(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \times \\ \times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx\} q_i - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (7)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2},$$

bunda $\mu = \frac{m}{\rho Al}$; $\mu_0 = \frac{l}{d_{2i}}$; $d_i = \frac{d_{1i}}{d_{2i}}$; $d_{1i} = \int_0^l u_i dx$; $d_{2i} = \int_0^l u_i^2 dx$; $q_{ia} = |q_i|$;
 $u_{i0} = u_i(x_0)$; $n_0^2 = \frac{c}{m}$; p_i - sterjenning xususiy chastotasi.

(7) tenglamalar sistemasi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali, sterjen va harakatlanuvchi chiziqli elastik xarakteristikali dinamik so'ndigichning birgalikdagi ko'ndalang tebranishlari harakat differensial tenglamalar sistemasi hisoblanadi.

Tebranishlardan himoyaluvchi sterjenning dinamikasini tahlil qilish maqsadida $S = \frac{d}{dt}$ differensial operator yordamida algebraik ko'rinishdagi tenglamalar sistemasiga keltiramiz. $S^2 = -\omega^2$ ekanligini hamda $H\left(\frac{1}{v} - t\right)$ Hevisayd funksiyasining $\frac{1}{v} - t > 0$ bo'lganda $H\left(\frac{1}{v} - t\right) = 1$ xossasini hisobga olib, q_i va ζ o'zgaruvchilarga nisbatan yechamiz.

$$q_i(t) = -\frac{A_{10} + jA_{20}}{B_{10} + jB_{20}} W_0; \quad (8)$$

$$\zeta(t) = -\frac{A_{30} + jA_{40}}{B_{10} + jB_{20}} W_0,$$

bunda $A_{10} = -\omega^2 + (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2$; $A_{20} = 0$; $A_{30} = (-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 -$
 $-\eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx) d_i + u_{i0} \omega^2$;

$$\begin{aligned}
A_{40} &= d_i \eta_2 (C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx); \\
B_{10} &= [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \times \\
&\times \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] [-\omega^2 + n_0^2] - \eta_2 [C_0 p_i^2 + \\
&+ \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] n_0^2 - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0}^2 \omega^2; \\
B_{20} &= [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \times \\
&\times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] n_0^2 + \eta_2 [C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \times \\
&\times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] [-\omega^2 + n_0^2]; W_0 = \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.
\end{aligned}$$

Den Gartog usulidan foydalangan holda uzatish funksiyasining absolyut qiymati uchun olingan munosabatlardan invariant nuqtalarning amplituda-chastota tekisligi bo'yicha chastota o'qidagi koordinatalarini aniqlash mumkin.

$$\begin{aligned}
\omega_{a1,2,3,4} &= \pm \frac{p_i}{2} [-[(-A_0 + 2)\eta_2 + \eta_1]C_0 - 1 - (A_0 + 1) \times \\
&\times \frac{n_0^2}{p_i^2} + H_1(-\eta_2(A_0 + 2) + \eta_1)] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \sqrt{D_a}]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{n_0^2}{p_i^2} + \eta_2(C_0 + H_1) \right]^{\frac{1}{2}}; \\
&\hspace{15em} (9)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\omega_{b1,2,3,4} &= \pm \frac{p_i}{2} [-[(-A_0 + 1)\eta_2 + \eta_1]C_0 - 1 - (A_0 + 1) \times \\
&\times \frac{n_0^2}{p_i^2} + H_1(-\eta_2(A_0 + 2) + \eta_1)] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \sqrt{D_b}]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{n_0^2}{p_i^2} + \eta_2(C_0 + H_1) \right]^{\frac{1}{2}},
\end{aligned}$$

bunda D_a va D_b – sistema konstruktiv parametrlariga bog'liq bo'lgan parametrlar;

$$\begin{aligned}
A_0 &= d_i \mu \mu_0 u_{i0}; M_0 = \mu \mu_0 u_{i0}^2; \\
H_1 &= \frac{3EI}{\rho A d_{2i} p_i^2} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx.
\end{aligned}$$

Aniqlangan (9) chastotalar va uzatish funksiyasining absolyut qiymati asosida qaralayotgan sistema uchun quyidagi munosabatlarni olish mumkin:

$$\begin{aligned}
\frac{(B_{10a,1} + u_i \omega_{a,1}^2 A_{10a,1})^2 + B_{20a,1}^2}{B_{10a,1}^2 + B_{20a,1}^2} - \frac{(B_{10a,2} + u_i \omega_{a,2}^2 A_{10a,2})^2 + B_{20a,2}^2}{B_{10a,2}^2 + B_{20a,2}^2} &= 0; \\
\frac{(B_{10b,1} + u_i \omega_{b,1}^2 A_{10b,1})^2 + B_{20b,1}^2}{B_{10b,1}^2 + B_{20b,1}^2} - \frac{(B_{10b,2} + u_i \omega_{b,2}^2 A_{10b,2})^2 + B_{20b,2}^2}{B_{10b,2}^2 + B_{20b,2}^2} &= 0, \\
&\hspace{15em} (10)
\end{aligned}$$

bunda

$$\begin{aligned} A_{10a,1} &= A_{10}(\omega_{a,1}^2); A_{10b,1} = A_{10}(\omega_{b,1}^2); A_{10a,2} = A_{10}(\omega_{a,2}^2); A_{10b,2} = A_{10}(\omega_{b,2}^2); \\ B_{10a,1} &= B_{10}(\omega_{a,1}^2); B_{10b,1} = B_{10}(\omega_{b,1}^2); B_{20a,1} = B_{20}(\omega_{a,1}^2); B_{20b,1} = B_{20}(\omega_{b,1}^2); \\ B_{10a,2} &= B_{10}(\omega_{a,2}^2); B_{10b,2} = B_{10}(\omega_{b,2}^2); B_{20a,2} = B_{20}(\omega_{a,2}^2); B_{20b,2} = B_{20}(\omega_{b,2}^2). \end{aligned}$$

Aniqlangan (10) tengliklar sistemaning ω chastotasiga bog'liq bo'lmagan ifodalar bo'lib, qolgan parametrlarning o'zaro bog'liqlik tenglamalari hisoblanadi va bu tengliklarni qanoatlantiruvchi parametrlarning qiymatlari qaralayotgan sistema uchun optimal qiymatlar bo'ladi.

Olingan natijalarning ishonchligini baholash maqsadida quyidagi holni ko'rib chiqaylik, sterjen materialining dissipativ xossalari chiziqli elastik xarakteristikali va $A_0 = \mu$, $n_0 = p_i$ bo'lsin. Bu holda Den Gartog tomonidan olingan natijalarni hosil qilish mumkin.

$$\frac{\omega^4}{p_i^4} - [\mu + 2] \frac{\omega^2}{p_i^2} + 1 = 0.$$

Sterjenning uchlari qistirib mahkamlangan va asos ko'chishi $w_0 = -\varepsilon p_0 \cos \omega t$ ko'rinishda bo'lsin (εp_0 – asos ko'chishining amplitudaviy qiymati; ε – kichik parametr). Chastota tenglamasini va xususiy tebranish formasini aniqlaymiz.

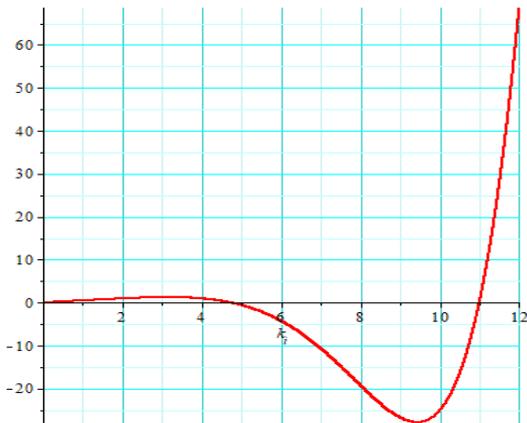
$$K_1(k_i x_0) K_2(k_i x_0) - K_3(k_i x_0) K_4(k_i x_0) = 0, \quad (11)$$

$$u_i(x) = K_3(k_i x) - \frac{\sinh(k_i x_0) + \sin(k_i x_0)}{\cosh(k_i x_0) - \cos(k_i x_0)} K_4(k_i x), \quad (12)$$

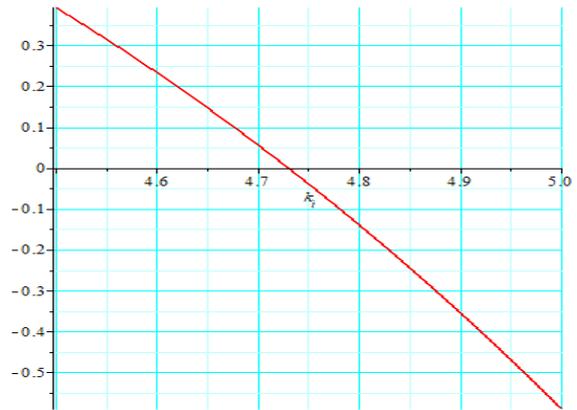
bunda $K_1(k_i x) = \frac{1}{2}(\cosh(k_i x) + \cos(k_i x))$; $K_2(k_i x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i x) + \sin(k_i x))$;

$$K_3(k_i x) = \frac{1}{2}(\cosh(k_i x) - \cos(k_i x)); K_4(k_i x) = \frac{1}{2}(\sinh(k_i x) - \sin(k_i x));$$

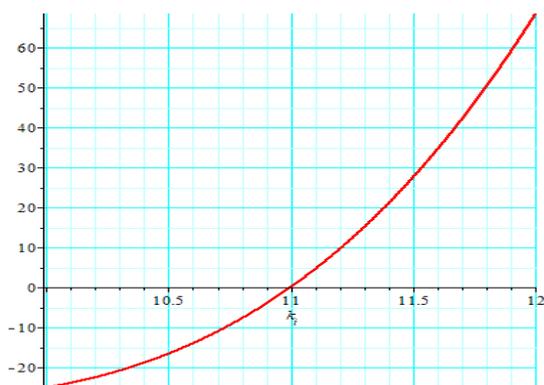
Sterjen materiali uchun 40X po'lat materialidan foydalanamiz. $E = 2.08 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$, $\rho = 7810 \text{ kg/m}^3$. $v = 0.5 \text{ m/s}$ bo'lsin. U holda $t = 1 \text{ s}$ vaqtdagi nuqtaning holati $x_0 = 0.5 \text{ m}$ nuqtada bo'ladi. U vaqtda (11) chastota tenglamasining grafigi quyidagicha bo'ladi:



a)



b)



c)

2-rasm. (11) chastota tenglamasining grafigi.

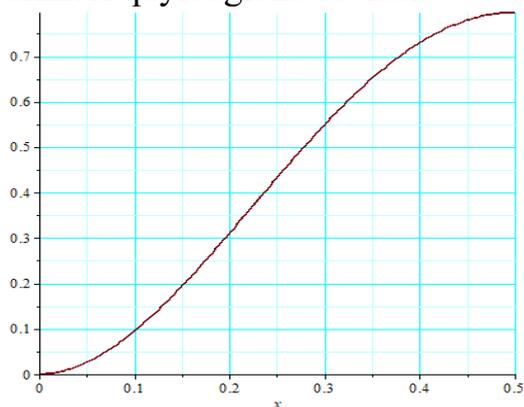
2-a) rasmda (11) chastota tenglamasining grafigi berilgan. 2-b) va c) rasmlarda chastota tenglamasining nollarini aniqlash mumkin. Bu grafiklardan xususiy chastotalarni aniqlash imkonini beruvchi $k_1 = 4.74$ va $k_2 = 10.99$ qiymatlarini aniqlash mumkin.

Ushbu aniqlangan qiymatlar asosida xususiy tebranishning birinchi va ikkinchi formalari yoziladi.

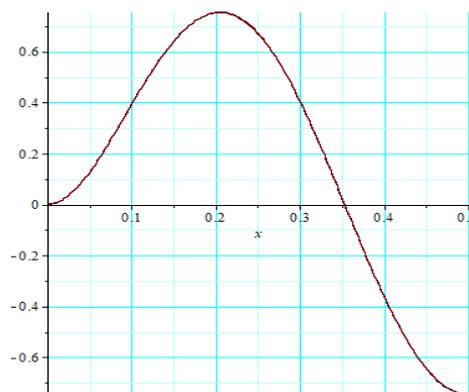
$$u_1(x) = 0.5(\cosh(4.74x) - \cos(4.74x)) - 0.4907559184(\sinh(4.74x) - \sin(4.74x)). \quad (13)$$

$$u_2(x) = 0.5(\cosh(10.99x) - \cos(10.99x)) - 0.500325466(\sinh(10.99x) - \sin(10.99x)). \quad (14)$$

(13) va (14) xususiy tebranishning birinchi va ikkinchi formalarining grafiklari quyidagicha bo'ladi:



a)



b)

3-rasm. (13) va (14) xususiy tebranish formalarining grafigi.

3-rasmda (13) va (14) xususiy tebranish formalarining grafigi harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich sterjen o'rtasida bo'lgan holda sterjen tebranishlari simmetrik bo'lganligi sababli sterjen uzunligining yarmi uchun ko'rsatilgan. Bu grafiklar 3-a) rasmda xususiy tebranishning birinchi va 3-b) rasmda ikkinchi formalarining o'sish va kamayish oraliqlarini aniqlash imkonini beradi.

Dissertatsiyaning "**Chiziqli elastik xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining dinamikasi**" deb nomlangan uchinchi bobida chiziqli elastik xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarining dinamikasi o'rganilgan. Uzatish funksiyasining analitik ifodasi aniqlanib, u asosida dinamik so'ndirgichning optimal parametrlari uchun zarur munosabatlar olingan.

Chiziqli elastik xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining harakat differensial tenglamalar sistemasi quyidagicha bo'ladi:

$$\ddot{q}_i + p_i^2 q_i - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))) \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (15)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \left(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\right) \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2},$$

bunda $\theta_1, \theta_2 = \theta_{22} \text{sign}(\omega)$ lar dinamik so'ndirgich materialining elastik dissipativlik xossalariga bog'liq bo'lgan doimiy koeffitsientlar bo'lib, gisterezis sirtmog'idan aniqlanadi; $f(\zeta_{ot})$ – tebranishlar dekrementi; D_0, D_1, \dots, D_n - gisterezis tugunining tajribadan aniqlanadigan parametrlari bo'lib, dinamik so'ndirgich materialining dempferlovchi xossalariga bog'liq.

Dinamik so'ndirgichning optimal parametrlarini aniqlashda Den Gartog usulidan foydalanamiz. Bu holda uzatish funksiyasining absolyut qiymati uchun quyidagi munosabatlarni hosil qilamiz:

$$\left[(1 + (M_0 - A_0 - 2)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{\omega^4}{p_i^4} + [-1 + (A_0 + 2)K_2 - (K_1 - 1)(A_0 + 1) \times \\ \times (2K_2 - 1) \frac{n_0^2}{p_i^2}] \frac{n_0^2 \omega^2}{p_i^2 p_i^2} + (A_0 + 1)(2K_2 - 1)(K_1 - 1) \frac{n_0^4}{p_i^4} = 0; \quad (16)$$

$$\left[(1 + (M_0 - A_0)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{\omega^4}{p_i^4} + [-1 - A_0 K_2 + (K_1 - 1)(A_0 + 1) \times \\ \times (2K_2 + 1) \frac{n_0^2}{p_i^2}] \frac{n_0^2 \omega^2}{p_i^2 p_i^2} - (-A_0 + 1)(K_1 - 1) \frac{n_0^4}{p_i^4} = 0,$$

bunda $K_1 = \theta_1(D_0 + f(\zeta_{ot}))$; $K_2 = \theta_2(D_0 + f(\zeta_{ot}))$.

Olingan (16) tenglamalardan invariant nuqtalarning amplituda-chastota tekisligi bo'yicha chastota o'qidagi koordinatalarini aniqlash mumkin.

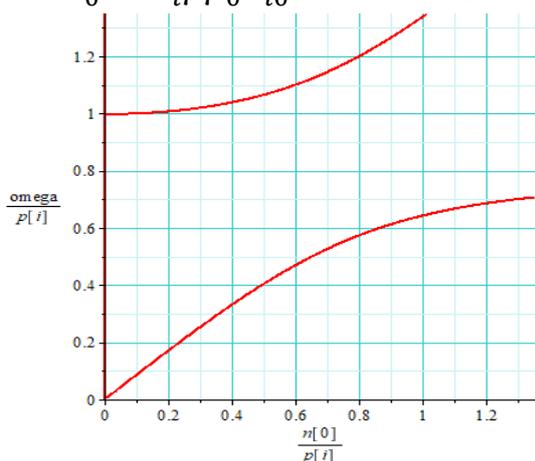
$$\omega_{a1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} \left[-1 + (A_0 + 2)K_2 - (K_1 - 1)(A_0 + 1)(2K_2 - 1) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \\ \pm \sqrt{D_a}^{\frac{1}{2}} \left[(1 + (M_0 - A_0 - 2)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right]^{-\frac{1}{2}}; \quad (17)$$

$$\omega_{b1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} \left[-1 - A_0 K_2 + (K_1 - 1)(A_0 + 1)(2K_2 + 1) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \\ \pm \sqrt{D_b}^{\frac{1}{2}} \left[(1 + (M_0 - A_0)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right]^{-\frac{1}{2}}. \quad (18)$$

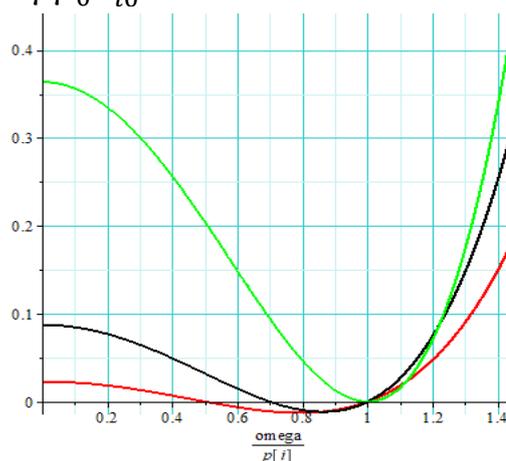
$\frac{n_0}{p_i}$ va $\frac{\omega}{p_i}$ nisbatlar orasigi munosabatni aniqlash maqsadida ushbu tenglamalarning grafiklarini chizishda sistema parametrlarini quyidagicha olamiz:

$$\mu = 0.1; \mu_0 = 4.006114863; d_i = 0.7319065894; \theta_{20} = \frac{1}{\pi};$$

$$A_0 = d_i \mu \mu_0 u_{i0} = -0.2055342254; M_0 = \mu \mu_0 u_{i0}^2 = 0.01968491707.$$



4-rasm. (16) tenglama bilan aniqlangan $\frac{\omega}{p_i}$ funksiyaning $\frac{n_0}{p_i}$ ga bog'liq holda o'zgarish grafiqi



5-rasm. (16) tenglama bilan aniqlangan funksiyaning $\frac{\omega}{p_i}$ ga bog'liq holda o'zgarish grafiqi ($\frac{n_0}{p_i} = 0.5; 0.7; 1.0$ (qizil; qora; yashil)).

4-rasmda (16) tenglamalar bilan aniqlangan $\frac{\omega}{p_i}$ funksiyaning $\frac{n_0}{p_i}$ ga bog'liq holda o'zgarish grafiqi keltirilgan. Bu grafiklardan shuni aytish mumkinki, $0 < \frac{n_0}{p_i} < 0.18$ bo'lganda $\frac{\omega}{p_i}$ nisbat birga teng qiymatlarni qabul qiladi. $\frac{n_0}{p_i}$ nisbatning shu oralig'i va parametrlarning yuqorida keltirilgan qiymatlarida p_i va ω chastotalar bir biriga yaqinlashadi. Natijada amplitudalarning oshishi kuzatiladi. $0.18 \leq \frac{n_0}{p_i}$ bo'lganda $\frac{\omega}{p_i}$ nisbat birga teng qiymatlarni qabul qilmaydi. $\frac{n_0}{p_i}$ nisbatning bu oralig'i va parametrlarning yuqorida keltirilgan qiymatlarida amplitudalarning oshishi kuzatilmaydi. Demak bu hol uchun $\frac{n_0}{p_i}$ nisbatni $[0.18; 1.0]$ intervalda olish maqsadga muvofiq bo'ladi.

5-rasmdagi grafiklarda (16) tenglama bilan aniqlangan funksiyaning $\frac{\omega}{p_i}$ chastotalar nisbatiga bog'liq holda o'zgarishlari $\frac{n_0}{p_i} = 0.5; 0.7; 1.0$ (qizil; qora; yashil) bo'lganda keltirilgan. Bu grafiklardan shuni xulosa qilish mumkinki, $\frac{n_0}{p_i}$ nisbatning bir qiymatidan kamayishi bilan $\frac{\omega}{p_i}$ nisbatning qiymatlari ham bir qiymatdan kamayadi va funksiyaning nollari bittaga ko'payib ikkita bo'ladi. Demak bu funksiya amplituda-chastota xarakteristikasida maxrajni ifodalashini hisobga olganda, bu funksiyaning nol qiymatga yaqinlashishi resonansni keltirib chiqaradi. Shu sababli, parametrlarning tanlangan qiymati uchun $\frac{n_0}{p_i} = 1.0$ qiymat amplitudaning bitta katta qiymatini keltirib chiqaradi. $\frac{n_0}{p_i} = 0.5; 0.7$ bo'lgan hollarda esa amplitudaning ikkita katta qiymatlari kelib chiqadi.

Dissertatsiyaning “**Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichning birgalikdagi tebranishlari dinamikasi**” deb nomlangan to'rtinchi bobida gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ

xarakteristikali dinamik so'ndirgichlarning birgalikdagi tebranishlarining dinamikasi o'rganilgan.

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning harakat differensial tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} & \ddot{q}_i + \{(1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}}(-\eta_1 + j\eta_2) \times \\ & \times \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx\} q_i - \\ & - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))) \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \end{aligned} \quad (19)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \left(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot})) \right) \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

Qaralayotgan tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenning absolyut tezlanishini ifodasi, izlanayotgan tezlanish ifodasining asos tezlanishi ifodasiga nisbatini quyidagicha yozish mumkin:

$$W_i(j\omega, x) = 1 + u_i \omega^2 \frac{A_1 + jA_2}{B_1 + jB_2}, \quad (20)$$

bunda $A_1 = -\omega^2 + (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot})))$;

$$A_2 = (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot})); A_3 = (-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \\ - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx) d_i + u_{i0} \omega^2;$$

$$A_4 = d_i \eta_2 (C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx);$$

$$\begin{aligned} B_1 = & [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \times \\ & \times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] [-\omega^2 + n_0^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot})))] - \\ & - \eta_2 [C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] \times \\ & \times n_0^2 (1 + \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot}))) - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} \omega^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot}))); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_2 = & [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \times \\ & \times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] n_0^2 (1 + \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot}))) + \end{aligned}$$

$$+ \eta_2 \left[C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx \right] \times$$

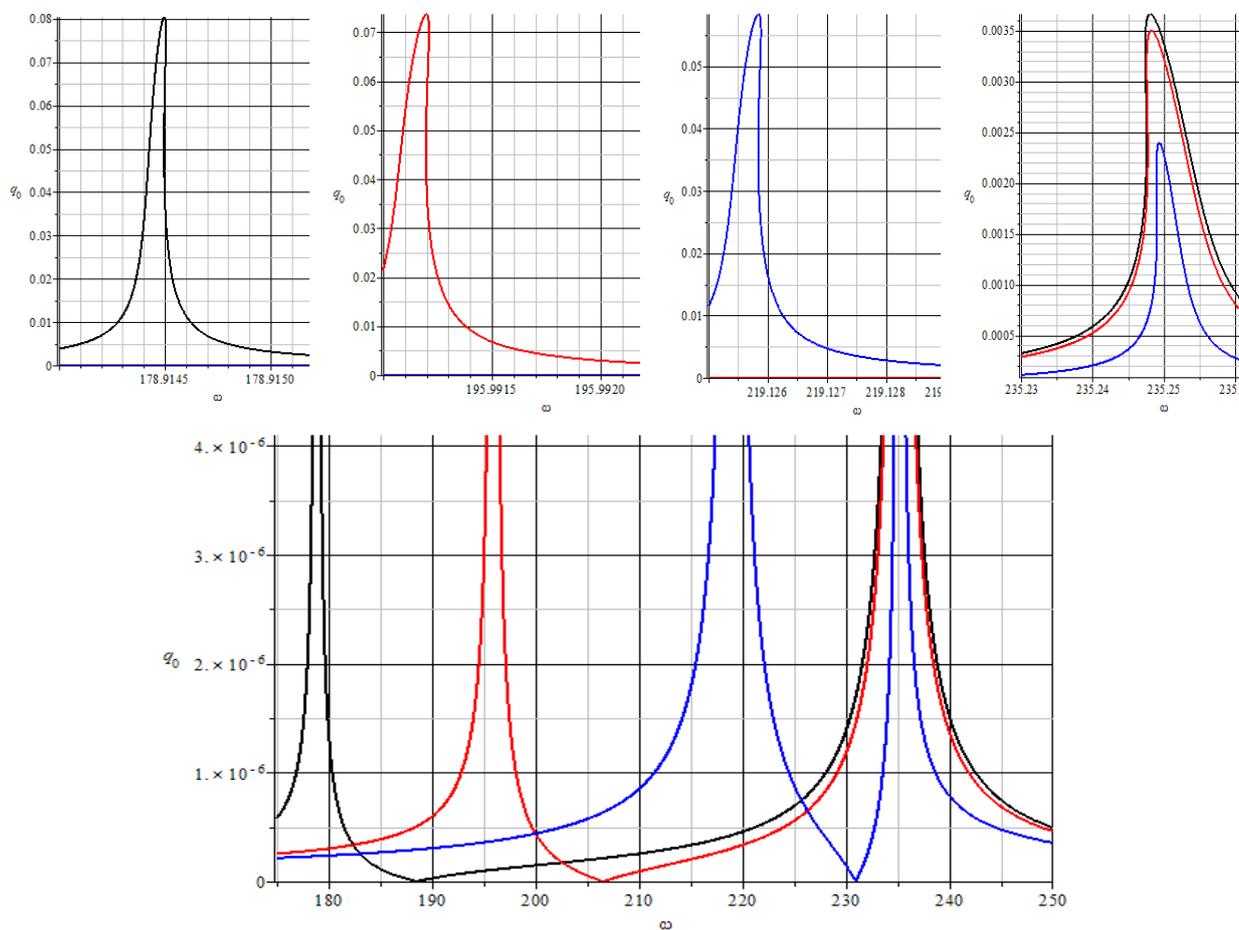
$$\times \left[-\omega^2 + n_0^2 \left(1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot})) \right) \right] - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0}^2 \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot})) \omega^2.$$

(20) ifoda gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarining uzatish funksiyasi hisoblanadi. Bu ifoda harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik so'ndirgich effektivligini baholash va dinamik so'ndirgichning optimal paramertlarini aniqlash imkonini beradi.

$$d_1 = 0.3183098862; d_2 = 0.25; d_i = 1.273239545; \mu = 0.1; \mu_0 = 2.0$$

$$u_{i0} = u_{10} = 1; I = 1.066666667 \cdot 10^{-10} m^4; \varepsilon p_0 = 10^{-\frac{5}{2}} m.$$

Sistemaning amplituda-chastota xarakteristikasi grafigini chizamiz.

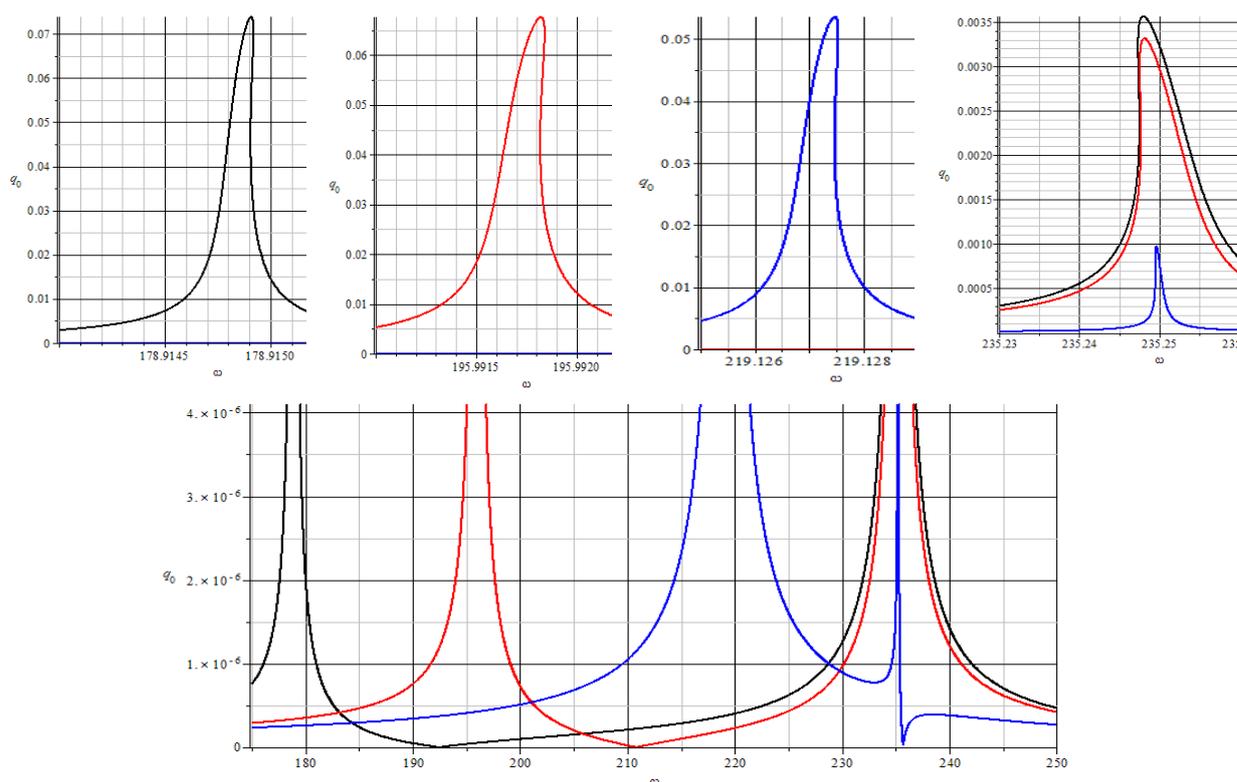


6-rasm. Amplituda-chastota xarakteristikasi ($x_0 = 0.125 m$).

6-rasmda gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning $x_0 = 0.125 m$ nuqtasida bo'lgan harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida dinamik so'ndirgich o'rnatilgan nuqtasining amplituda-chastota xarakteristikasining dinamik so'ndirgich bikrligiga bog'liq holda o'zgarishi keltirilgan. Bu grafiklardan shuni aytish mumkinki, dinamik so'ndirgich bikrligining otrishi bilan uning chastotasi sterjenning xususiy chastotasiga yaqinlashadi va

rezonans egri chizig'i chastota o'qi bo'ylab chapdan o'ngga siljiydi ($c = 10 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (qora), $c = 12 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (qizil), $c = 15 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (ko'k)). Bu bikrlilik qiymatlarida rezonans chastotasi atrofida amplitudalarning eng katta qiymatlari mos ravishda $q_0 = 0.0036; 0.0035; 0.0024 m$ bo'ladi. Bundan $x_0 = 0.125 m$ nuqta uchun parametrlarning yuqoridagi qiymatlarida $c = 15 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ qiymat dinamik so'ndirgich bikrligining optimal qiymat degan xulosani aytish mumkin.

$t = 2 s$ bo'lganda harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich sterjenning $x_0 = 0.25 m$ nuqtasida bo'ladi. Yuqorida keltirilgan parametrlarning qiymatlari asosida sistemaning amplituda-chastota xarakteristikasi grafigini chizamiz.



7-rasm. Amplituda-chastota xarakteristikasi ($x_0 = 0.25 m$).

7-rasmda gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning $x_0 = 0.25 m$ nuqtasida bo'lgan harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi ko'ndalang tebranishlarida dinamik so'ndirgich o'rnatilgan nuqtasining amplituda-chastota xarakteristikasining dinamik so'ndirgich bikrligiga bog'liq holda o'zgarishi keltirilgan. Bu grafiklardan shuni aytish mumkinki, dinamik so'ndirgich bikrligining otrishi bilan xuddi $x_0 = 0.125 m$ nuqtadagidek uning chastotasi sterjenning xususi chastotasiga yaqinlashadi va rezonans egri chizig'i chastota o'qi bo'ylab chapdan o'ngga siljiydi ($c = 10 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (qora), $c = 12 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (qizil), $c = 15 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ (ko'k)). Bu bikrlilik qiymatlarida rezonans chastotasi atrofida amplitudalarning eng katta qiymatlari mos ravishda $q_0 = 0.0036; 0.0033; 0.00099 m$ bo'ladi. Bundan $c = 15 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ qiymat dinamik so'ndirgich bikrligi uchun optimal qiymat degan xulosani aytish mumkin.

XULOSALAR

“Sterjenning harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich bilan birgalikdagi tebranishlari dinamikasini baholash” mavzusidagi falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi boʻyicha oʻtkazilgan tadqiqotlar asosida quyidagi xulosalar olindi:

1. Tebranishlardan himoyalanuvchi sterjenning koʻndalang tebranishlari quyidagi hollarda matematik modellastirildi:

- gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi chiziqli elastik xarakteristikali dinamik soʻndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining matematik modeli ishlab chiqildi;

- chiziqli elastik xarakteristikali sterjenning harakatlanuvchi gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali dinamik soʻndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarining matematik modeli ishlab chiqildi;

- gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichlarning birgalikdagi tebranishlarining matematik modeli ishlab chiqildi.

2. Tebranishlardan himoyalanuvchi sterjenning koʻndalang tebranishlarida uzatish funksiyasining analitik ifodasi sistema parametrlari va oʻzgaruvchilariga bogʻliq holda aniqlandi. Bunda sterjen materialining va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich elastik elementining dempferlovchi xossalari gisterezis tipida hamda chiziqli elastik boʻlgan hollar tahlil qilindi. Har bir hol uchun uzatish funksiyasining absolyut qiymatining sistema parametrlariga bogʻliq holda oʻzgarishi tahlil qilinib, harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichning sterjenning zararli tebranishlarni soʻndirishdagi samaradorligi koʻrsatildi.

3. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichlarning birgalikdagi koʻndalang tebranishlarida dinamik soʻndirgichning optimal parametrlarini aniqlash uslubi ishlab chiqildi va sonli tahlillar asosida bu optimal parametrlarini aniqlash boʻyicha tavsiyalar berildi. Xususiyl hollar, sterjen materialining va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich elastik elementining dempferlovchi xossalari gisterezis tipida hamda chiziqli elastik boʻlgan hollar ham tahlil qilindi.

4. Sterjen va harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichlarning birgalikdagi tebranishlarida dinamik soʻndirgich va tashqi kuch chastotalarining sterjenning chastotasiga nisbatlari orasidagi bogʻliqliklar analitik koʻrinishda ifodalandi va sonli tahlil qilindi, rezonans chastotasi atrofida amplitudalarni kamaytirish boʻyicha zaruriy xulosalar olindi.

5. Sterjenning koʻndalang tebranishlarini soʻndirishda harakatlanuvchi dinamik soʻndirgichdan foydalanish boshqa tipdagi dinamik soʻndirgichlardan farq qilishi koʻrsatildi. Xususan tebranishlarini soʻndirishda bitta harakatlanuvchi dinamik soʻndirgich tebranishning nafaqat birinchi balki ikkinchi va uchinchi formalarida ham samarali ekanligi koʻrsatildi.

6. Olingan natijalarning ishonchliligi xususiyl hollar uchun adabiyotlarda keltirilgan natijalarni keltirib chiqirishi bilan koʻrsatildi.

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

**САМАРКАНДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ МИРЗО УЛУГБЕКА**

ЮЛДОШОВА ЗАРНИГОР САЙФУЛЛО КИЗИ

**ОЦЕНКА ДИНАМИКИ КОЛЕБАНИЙ СТЕРЖНЯ
С ПОДВИЖНЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ**

01.02.01 – Теоретическая механика

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЁНОЙ СТЕПЕНИ
ДОКТОРА ФИЛОСОФИИ (PhD)
ПО ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИМ НАУКАМ**

Бухоро – 2026

Тема диссертации на соискание учёной степени доктора философии (PhD) по физико-математическим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан под номером В2025.3. PhD/FM1355.

Диссертация выполнена в Самаркандском государственном архитектурно-строительном университете имени Мирзо Улугбека.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице университета (www.bmti.uz) и на информационно - образовательном портале «ZiyoNet» (www.ziynet.uz)

Научный руководитель:

Ходжабеков Мурадjon Усарович
доктор физико-математических наук (DSc)

Официальные оппоненты:

Индиаминов Равшан Шукурович
доктор физико-математических наук, профессор
Хайдаров Илхом Кудратович
кандидат физико-математических наук, доцент

Ведущая организация:

Ташкентский государственный технический университет имени И. Каримова

Защита диссертации состоится «27» февраль 2026 года в 15:00 часов на заседании Научного совета PhD.03/2025.27.12.FM/Т.16.02 при Бухарском государственном техническом университете (Адрес: 200100, г. Бухара, ул. Каюм Муртозаева, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84, факс: (+99865) 223-79-72, e-mail: bmti_info@edu.uz)

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Бухарского государственного технического университета (Адрес: 200100, г.Бухара, ул.Каюма Муртозаева, 15. Тел.: (+99865) 223-78-84). (зарегистрирован под №489)

Автореферат диссертации разослан «7» февраль 2026 года.

(Реестр протокола рассылки №20 от «2» декабрь 2025 года)



М.Х. Тешаев,

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

Р.А. Сабирова,

Ученый секретарь Ученого совета по присуждению ученых степеней, кандидат физико-математических наук (PhD)

З.И. Болтаев,

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

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире особое внимание уделяется демпфированию вредных колебаний, возникающих под воздействием внешних воздействий в наиболее современных устройствах, широко используемых в механике, автоматике, авиакосмической и других областях, повышению их эффективности и обеспечению долговечной надежной работы. В связи с этим одной из актуальных задач является проведение научных исследований существующих проблем, связанных с вибрациями перспективных устройств, разработка математических моделей, оценка их динамики, выбор оптимальных параметров и предоставление необходимых рекомендаций. Демпфирование и контроль вредных колебаний всех видов перспективных устройств, проектируемых и производимых в развитых странах, включая Японию, Китай, США, Россию и Германию, и обеспечение их эффективной и длительной надежной работы является одной из важных задач.

В ведущих научно-исследовательских центрах и в области передового проектирования во всём мире проводятся исследования, направленные на разработку математических моделей сложных механических систем, оценку их динамических характеристик и определение оптимальных параметров при решении задач подавления вредных вибраций и управления колебательными процессами в устройствах; данные задачи, обеспечивая повышение надёжности, устойчивости и эффективности функционирования технических средств за счёт эффективного управления колебательными процессами и снижения вредных вибраций, относятся к числу приоритетных направлений развития современной техники и технологий. В связи с этим одной из важных задач являются научные исследования по математическому моделированию и оценке динамики сложного совместного движения систем с распределёнными параметрами и сосредоточенной массой, то есть определению оптимальных параметров в зависимости от структурных параметров с помощью передаточной функции, а также совершенствованию методов математического моделирования и оценки динамики.

В нашей республике ведутся исследования по многим проектам, направленным на разработку математических моделей и оценку динамики перспективных устройств, широко используемых во многих областях промышленности и техники – машиностроении, железнодорожном транспорте, совершенствовании промышленных машин и оборудования. В стратегии развития Нового Узбекистана на 2022-2026 годы определены задачи, в том числе "Сокращение потерь в отраслях промышленности и повышение эффективности использования ресурсов..., создание кластеров по производству строительных материалов...".² Реализация этой задачи, в том числе гашение вредных колебаний, возникающих от внешних воздействий, с

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

учетом диссипативных свойств механических систем, и управление вибрациями, то есть математическое моделирование и оценка динамики, являются актуальными.

Данное диссертационное исследование в определенной степени служит выполнению задач, предусмотренных 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 сфере.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития отечественной науки и технологий Республики Узбекистан. Данное исследование выполнено в соответствии с приоритетными направлениями развития науки и технологии Республики Узбекистан такими как: IV. «Математика, механика и информатика».

Степень изученности проблемы. Многочисленные научно-исследовательские работы по вопросам гашения вредных колебаний, применения различных типов динамических гасителей колебаний и определения их оптимальных параметров, борьбы с вибрацией выполнены, усовершенствованы и внедрены в практику узбекскими и зарубежными учеными, в том числе Ш.П. Алимухамедовым, Ф.Б. Бадаловым, Э.С. Брискиным, Д. Гортогом, О.М. Дусматовым, С.В. Елисеевым, Б.Г. Кореневым, В.Г. Климовым, К.А. Каримовым, В.Б. Лариным, М.М. Мирсаидовым, М.А. Павловским, Ю.В. Радишем, Т.Р. Рашидовым, Л.М. Резниковым, Л.М. Рыжковым, И.И. Сафаровым, М.К. Тешаевым, Ф.А. Фурманом, К.В. Фроловым и другими.

Вопросы гашения вредных колебаний механических систем с распределенными параметрами и упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа с помощью стационарных динамических гасителей колебаний, установленных в одной точке системы, исследовались в работах М.А. Павловского, О.М. Дусматова, Л.М. Рыжкова, В.Б. Яковенко, Х.М. Бурунова, М.У. Ходжабекова. Математическое моделирование и оценка динамики поперечных колебаний стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа в сочетании с подвижной динамическим гасителем колебаний с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа является на сегодняшний день одной из актуальных задач, требующих решения.

Связь диссертационной темы с планами научных работ высшего образовательного учреждения, где выполнена диссертация. Диссертационное исследование выполнено в рамках плана научно-

исследовательских работ по проекту ОТ-Ф4-71 «Решение задач учета нелинейности при разработке теории сейсмостойкости пространственных и оболочечных конструкций» (2017-2020 г.г.) Самаркандского государственного архитектурно-строительного университета.

Цель исследования является математическое моделирование и оценка динамики поперечных колебаний стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа в сочетании с подвижной динамическим гасителем колебаний с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа.

Задачи исследования:

разработка математической модели поперечных колебаний стержня с гистерезисными упругодиссипативными характеристиками в сочетании с подвижными динамическим гасителем с гистерезисными упругодиссипативными характеристиками;

аналитическое определение передаточной функции при поперечных колебаниях стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа, совмещенного с подвижной динамическим гасителем с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа и анализ на основе численных расчетов при различных значениях параметров системы;

определение оптимальных параметров динамического гасителя поперечных колебаний стержня в сочетании с динамическим гасителем с упругодиссипативными характеристиками типа скользящего гистерезиса;

разработать на основе численного анализа рекомендации по необходимому выбору параметров системы для обеспечения эффективности динамического гасителя колебаний.

Объектом исследования являлся упругодиссипативный стержень гистерезисного типа и подвижный динамический гаситель.

Предметом исследования является математическое моделирование поперечных колебаний виброзащищенного стержня и аналитическое определение и анализ передаточной функции в зависимости от параметров системы.

Методы исследования. В процессе исследования использовались методы теоретической и аналитической механики, теории колебаний и оптимизации, дифференциальных уравнений и функционального анализа.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

разработана математическая модель поперечных колебаний стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа в сочетании с подвижной динамическим гасителем колебаний с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа;

аналитически определена передаточная функция стержня при поперечных колебаниях в сочетании с подвижной динамическим гасителем с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа в зависимости от параметров системы;

разработана методика определения оптимальных параметров динамического гасителя поперечных колебаний стержня, совмещенного с динамическим гасителем с упругодиссипативными характеристиками скользящего гистерезисного типа;

В ходе движения динамического гасителя определена эффективность подавления вредных колебаний стержня в различных точках при различных значениях параметров системы;

разработан алгоритм численного анализа для оценки динамики виброзащищенной стержня при различных значениях конструктивных параметров и переменных системы.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

проведено математическое моделирование поперечных колебаний стержня с гистерезисной упругодиссипативной характеристикой в сочетании с динамическим гасителем с подвижной гистерезисной упругодиссипативной характеристикой;

разработана методика аналитического определения передаточной функции стержня при поперечных колебаниях в сочетании с динамическим гасителем колебаний с подвижной упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа;

оценена динамика поперечных колебаний стержня, совмещенного с динамическим гасителем колебаний с упругодиссипативными характеристиками типа скользящего гистерезиса;

даны рекомендации по выбору конструктивных параметров динамического гасителя колебаний с учетом его эффективности в гашении вредных колебаний в различных точках стержня при его движении;

полученные решения задач сравнивались с известными решениями для конкретных случаев, делались выводы по выбору оптимальных параметров и разрабатывались рекомендации.

Достоверность результатов исследования. Адекватность разработанных моделей, созданных с использованием обоснованных математических и численных методов, подтверждена сравнительным анализом с результатами, приведёнными другими авторами в частных случаях.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость результатов исследования заключается в том, что, помимо обогащения знаний в данной области, разработана методика оценки динамики поперечных колебаний виброзащищенных систем с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа, а также созданы широкие возможности для подготовки научной литературы в данной области.

Практическая значимость результатов исследований оценивается тем, что они дают возможность обеспечить длительную надежную работу механизмов,

машин и запасных частей, широко используемых в современных отраслях промышленности и техники.

Внедрение результатов исследования. На основании полученных результатов оценки динамики колебаний стержня в сочетании с подвижным динамическим гасителем:

метод определения оптимальных параметров динамического гасителя при совместных поперечных колебаниях динамического гасителя и стержня, а также численный алгоритм анализа динамики при различных значениях конструктивных параметров использовался в Государственном предприятии «Дирекция эксплуатации трамвайных линий» Управления транспорта Самаркандской области для математического моделирования движения частей транспортных средств и оценки их динамики (справка Министерства транспорта Республики Узбекистан № 04/6098 от 02.06.2025). В результате была разработана математическая модель колебаний частей транспортных средств под воздействием внешних сил и проведена оценка их динамики, что позволило снизить амплитуду вредных колебаний в зависимости от типа материала на 42–55 %, а также точно оценить дополнительное усиление или укрепление частей транспортных средств с равномерно распределёнными параметрами для увеличения срока службы материалов.

математическая модель колебаний и численный алгоритм анализа динамики стержня, защищающего от колебаний, при различных значениях конструктивных параметров и переменных использовались в рамках государственных программ в 2021–2023 гг. в Андижанском государственном техническом институте при реализации прикладного исследовательского проекта UZB-IND 2021-85 «Улучшение механических и трибологических свойств полимерных композиционных материалов и покрытий на основе нанотермопластов (полипропилен), реактопластов (эпоксидная смола) и наполнителей наномасштаба» (справка Андижанского государственного технического института № 01-03-3752 от 29.11.2025). В результате была создана возможность разработки математической модели движения элементов конструкции из полимерного материала и численного анализа их динамики.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из них 8 научных статей опубликованы в научных изданиях, рекомендованных ВАК Республики Узбекистан для публикации основных научных результатов докторских диссертаций, в том числе 6 в республиканских и 2 зарубежных журналах, 5 научных работ опубликованы в научных журналах по направлению, в материалах научных и научно-технических конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы и приложений и имеет объём 101 страницы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введение обосновываются актуальность и необходимость исследования, его соответствие приоритетным направлениям развития науки и техники республики, дается обзор научных исследований по теме, уровень изученности проблемы, описываются цели и задачи, объект, предмет исследования, описывается научная новизна исследования, практические результаты и достоверность полученных результатов. Раскрывается научно-практическая значимость результатов исследования, приводятся сведения о внедрении результатов исследования в практику, их публикации, структуре и объеме диссертации.

В первой главе диссертации под названием «Анализ литературы по уровню изученности проблемы» представлен аналитический обзор литературы по уровню изученности подвижных динамических гасителей колебаний и стержней. Обосновывается актуальность решения задач математического моделирования поперечных колебаний материала стержня и подвижного динамического гасителя колебаний с учетом упругодиссипативных свойств гистерезисного типа, а также определения оптимальных параметров материала подвижного динамического гасителя колебаний с учетом упругодиссипативных свойств гистерезисного типа.

Во второй главе диссертации «Динамика колебаний стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа в сочетании с подвижной динамическим гасителем колебаний с линейно-упругой характеристикой» исследуется динамика колебаний стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа в сочетании с подвижной динамическим гасителем колебаний с линейно-упругой характеристикой. При этом упругодиссипативные характеристики материала стержня гистерезисного типа основаны на гипотезе Писаренко-Богинича.

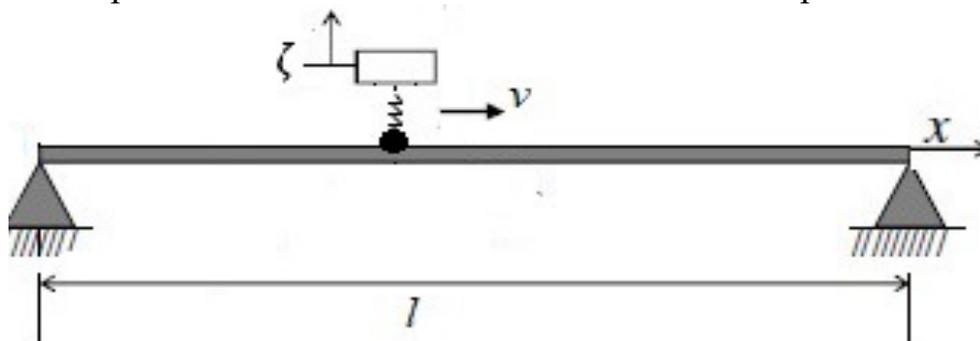


Рисунок 1. *Схема системы с упругодиссипативным стержнем гистерезисного типа и подвижным динамическим гасителем колебаний*

Используя схему свободного тела для механической системы, показанной на рис. 1, справедливы следующие соотношения для совместных поперечных колебаний стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа и подвижной динамическим гасителем колебаний с линейными упругими характеристиками, движущегося вдоль его длины:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} - c\zeta\delta(x - vt)H\left(\frac{l}{v} - t\right) = -\rho A \frac{\partial^2 w_a}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$m \frac{\partial^2 w(x_0)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} + c\zeta = -m \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

где M – изгибающий момент; ρ , A – плотность и площадь поперечного сечения материала стержня соответственно; $w(x_0)$ – перемещение точки стержня, в которой расположен динамический гаситель колебаний; $x_0 = vt$ – точка, в которой расположен динамический гаситель колебаний; t – время; v – скорость движения динамического гасителя колебаний, l – длина стержня, ζ – перемещение динамического гасителя колебаний; $\delta(x)$ – дельта-функция Дирака; $H\left(\frac{l}{v}\right)$ – функция Хевисайда; c , m – жесткость и масса динамического гасителя колебаний, соответственно; w_a – абсолютное перемещение стержня

$$w_a = w_0 + w, \quad (2)$$

w_0 – смещение основания; w – изгиб стержня.

Мы используем следующее соотношение между напряжением и относительной деформацией в материале стержня:

$$\sigma = E(1 + (-\eta_1 + j\eta_2)[C_0 + f(\zeta_0)])\zeta_0, \quad (3)$$

где E – модуль упругости; $\eta_1, \eta_2 = \eta_{22} \text{sign}(\omega)$ – постоянные коэффициенты, зависящие от упругодиссипативных свойств материала стержня и определяемые из петли гистерезиса; $j^2 = -1$; $f(\zeta_0)$ – декремент колебаний, ζ_0 – функция абсолютной величины относительной деформации,

$$f(\zeta_0) = C_1\zeta_0 + C_2\zeta_0^2 \dots + C_n\zeta_0^n, \quad (4)$$

C_0, C_1, \dots, C_n – являются экспериментально определяемыми параметрами петли гистерезиса и зависят от демпфирующих свойств материала стержня.

Рассчитываем выражение изгибающего момента.

$$M = EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \left[1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2) + \frac{24}{h^3}(-\eta_1 + j\eta_2) \int_0^{h/2} f(\zeta_0) z^2 dz \right], \quad (5)$$

где $I = \frac{bh^3}{12}$; $b = \text{const}$ *va* $h = \text{const}$ – ширина и высота стержня.

Подставляем выражения (2) и (3) в систему дифференциальных уравнений (1) и находим ее решение следующим образом:

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} u_i(x) q_i(t), \quad (6)$$

где $q_i(t)$ – функция времени; $u_i(x)$ – функции ортогональны.

Умножим обе части полученного дифференциального уравнения на $u_m(x)$ и проинтегрируем на интервале $[0; l]$. В результате, используя условие ортогональности, свойства дельта-функций Дирака и Хевисайда, после некоторых вычислений получаем следующее дифференциальное уравнение:

$$\ddot{q}_i + \{(1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}}(-\eta_1 + j\eta_2) \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)}\} \times$$

$$\times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx \} q_i - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (7)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2},$$

где $\mu = \frac{m}{\rho Al}$; $\mu_0 = \frac{l}{d_{2i}}$; $d_i = \frac{d_{1i}}{d_{2i}}$; $d_{1i} = \int_0^l u_i dx$; $d_{2i} = \int_0^l u_i^2 dx$; $q_{ia} = |q_i|$;
 $u_{i0} = u_i(x_0)$; $n_0^2 = \frac{c}{m}$; p_i - собственная частота струны.

Система уравнений (7) представляет собой систему дифференциальных уравнений движения совместных поперечных колебаний стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа и подвижными динамического гасителя колебаний с линейными упругими характеристиками.

Для анализа динамики виброзащищённого стержня сведём её к системе уравнений в алгебраической форме с использованием дифференциального оператора $S = \frac{d}{dt}$. Учитывая, что $S^2 = -\omega^2$ и свойство функции Хевисайда $H\left(\frac{1}{v} - t\right) = 1$ при $\frac{1}{v} - t > 0$, решим её относительно переменных q_i и ζ .

$$q_i(t) = -\frac{A_{10} + jA_{20}}{B_{10} + jB_{20}} W_0; \quad (8)$$

$$\zeta(t) = -\frac{A_{30} + jA_{40}}{B_{10} + jB_{20}} W_0,$$

где $A_{10} = -\omega^2 + (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2$; $A_{20} = 0$; $A_{30} = (-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 -$
 $- \eta_1 \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx) d_i + u_{i0} \omega^2$;
 $A_{40} = d_i \eta_2 (C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx)$;
 $B_{10} = [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \times$
 $\times \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] [-\omega^2 + n_0^2] - \eta_2 [C_0 p_i^2 +$
 $+ \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] n_0^2 - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0}^2 \omega^2$;
 $B_{20} = [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \times$
 $\times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] n_0^2 + \eta_2 [C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \times$

$$\times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx [-\omega^2 + n_0^2]; W_0 = \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

Используя метод Ден Гартога, из полученных соотношений для модуля передаточной функции можно определить координаты инвариантных точек на оси частот вдоль плоскости амплитуда-частота.

$$\omega_{a1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} [-[(-(A_0 + 2)\eta_2 + \eta_1)C_0 - 1 - (A_0 + 1) \times \frac{n_0^2}{p_i^2} + H_1(-\eta_2(A_0 + 2) + \eta_1)] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \sqrt{D_a}]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{n_0^2}{p_i^2} + \eta_2(C_0 + H_1) \right]^{-\frac{1}{2}}; \quad (9)$$

$$\omega_{b1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} [-[(-(A_0 + 1)\eta_2 + \eta_1)C_0 - 1 - (A_0 + 1) \times \frac{n_0^2}{p_i^2} + H_1(-\eta_2(A_0 + 2) + \eta_1)] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \sqrt{D_b}]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{n_0^2}{p_i^2} + \eta_2(C_0 + H_1) \right]^{-\frac{1}{2}},$$

где D_a и D_b – параметры, зависящие от структурных параметров системы;

$$A_0 = d_i \mu \mu_0 u_{i0}; M_0 = \mu \mu_0 u_{i0}^2; \\ H_1 = \frac{3EI}{\rho A d_{2i} p_i^2} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx.$$

На основании определенных частот (9) и абсолютного значения передаточной функции для рассматриваемой системы можно получить следующие соотношения:

$$\frac{(B_{10a,1} + u_i \omega_{a,1}^2 A_{10a,1})^2 + B_{20a,1}^2}{B_{10a,1}^2 + B_{20a,1}^2} - \frac{(B_{10a,2} + u_i \omega_{a,2}^2 A_{10a,2})^2 + B_{20a,2}^2}{B_{10a,2}^2 + B_{20a,2}^2} = 0; \quad (10)$$

$$\frac{(B_{10b,1} + u_i \omega_{b,1}^2 A_{10b,1})^2 + B_{20b,1}^2}{B_{10b,1}^2 + B_{20b,1}^2} - \frac{(B_{10b,2} + u_i \omega_{b,2}^2 A_{10b,2})^2 + B_{20b,2}^2}{B_{10b,2}^2 + B_{20b,2}^2} = 0,$$

где

$$A_{10a,1} = A_{10}(\omega_{a,1}^2); A_{10b,1} = A_{10}(\omega_{b,1}^2); A_{10a,2} = A_{10}(\omega_{a,2}^2); A_{10b,2} = A_{10}(\omega_{b,2}^2); \\ B_{10a,1} = B_{10}(\omega_{a,1}^2); B_{10b,1} = B_{10}(\omega_{b,1}^2); B_{20a,1} = B_{20}(\omega_{a,1}^2); B_{20b,1} = B_{20}(\omega_{b,1}^2); \\ B_{10a,2} = B_{10}(\omega_{a,2}^2); B_{10b,2} = B_{10}(\omega_{b,2}^2); B_{20a,2} = B_{20}(\omega_{a,2}^2); B_{20b,2} = B_{20}(\omega_{b,2}^2).$$

Найденные уравнения (10) представляют собой выражения, не зависящие от частоты ω системы, и являются уравнениями взаимозависимости остальных параметров, а значения параметров, удовлетворяющие этим уравнениям, являются оптимальными значениями для рассматриваемой системы.

Для оценки достоверности полученных результатов рассмотрим следующий случай, когда диссипативные свойства материала стержня линейно-упругие и $A_0 = \mu$, $n_0 = p_i$. В этом случае могут быть получены результаты, полученные Ден Гартогом.

$$\frac{\omega^4}{p_i^4} - [\mu + 2] \frac{\omega^2}{p_i^2} + 1 = 0.$$

Пусть концы стержня защемлены, а перемещение основания имеет вид $w_0 = -\varepsilon p_0 \cos \omega t$ (εp_0 – амплитудное значение перемещения основания; ε – малый параметр). Определим частотное уравнение и собственную форму колебаний.

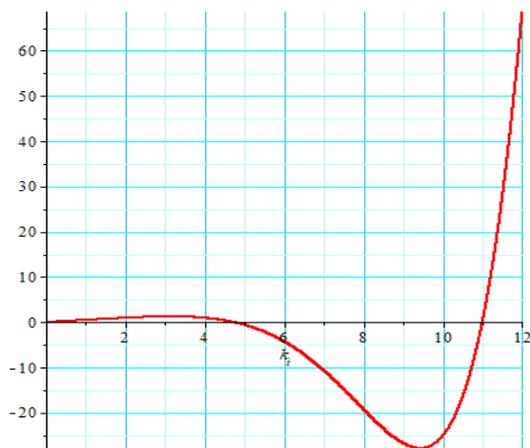
$$K_1(k_i x_0) K_2(k_i x_0) - K_3(k_i x_0) K_4(k_i x_0) = 0, \quad (11)$$

$$u_i(x) = K_3(k_i x) - \frac{\sinh(k_i x_0) + \sin(k_i x_0)}{\cosh(k_i x_0) - \cos(k_i x_0)} K_4(k_i x), \quad (12)$$

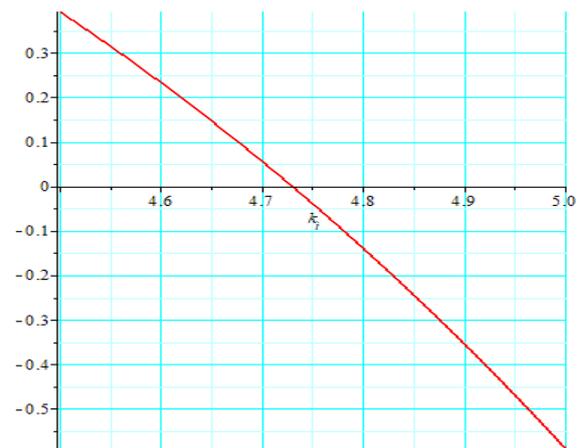
где $K_1(k_i x) = \frac{1}{2} (\cosh(k_i x) + \cos(k_i x))$; $K_2(k_i x) = \frac{1}{2} (\sinh(k_i x) + \sin(k_i x))$;

$$K_3(k_i x) = \frac{1}{2} (\cosh(k_i x) - \cos(k_i x)); K_4(k_i x) = \frac{1}{2} (\sinh(k_i x) - \sin(k_i x));$$

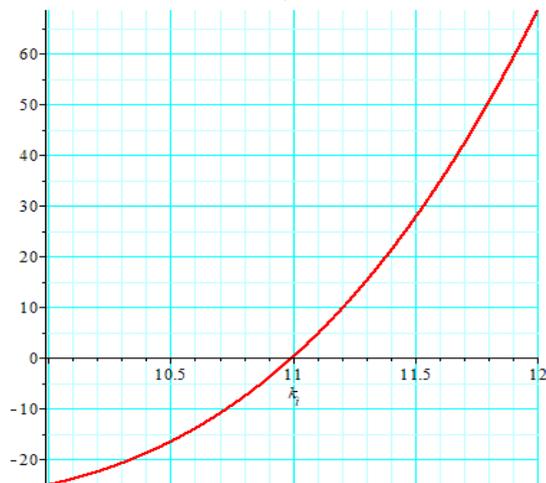
В качестве материала стержня используем сталь марки 40Х. $E = 2.08 \cdot 10^{11} \text{ Н/М}^2$, $\rho = 7810 \text{ кг/М}^3$. Пусть $v = 0.5 \text{ м/с}$. Тогда положение точки в момент времени $t = 1 \text{ с}$ будет соответствовать точке $x_0 = 0,5 \text{ м}$. В этот момент времени график частотного уравнения (11) будет иметь следующий вид:



а)



б)



в)

На рисунке 2-а) показан график уравнения частоты (11). На рисунках 2-б) и 2-в) показаны нули уравнения частоты. Из этих графиков можно определить значения $k_1 = 4.74$ и $k_2 = 10.99$, которые позволяют определить собственные частоты. На основе этих значений записаны первая и вторая формы собственной частоты.

Рисунок 2. График уравнения частоты (11).

$$u_1(x) = 0.5(\cosh(4.74x) - \cos(4.74x)) - 0.4907559184(\sinh(4.74x) - \sin(4.74x)). \quad (13)$$

$$u_2(x) = 0.5(\cosh(10.99x) - \cos(10.99x)) - 0.500325466(\sinh(10.99x) - \sin(10.99x)). \quad (14)$$

Графики первой и второй форм собственных колебаний (13) и (14) имеют следующий вид:

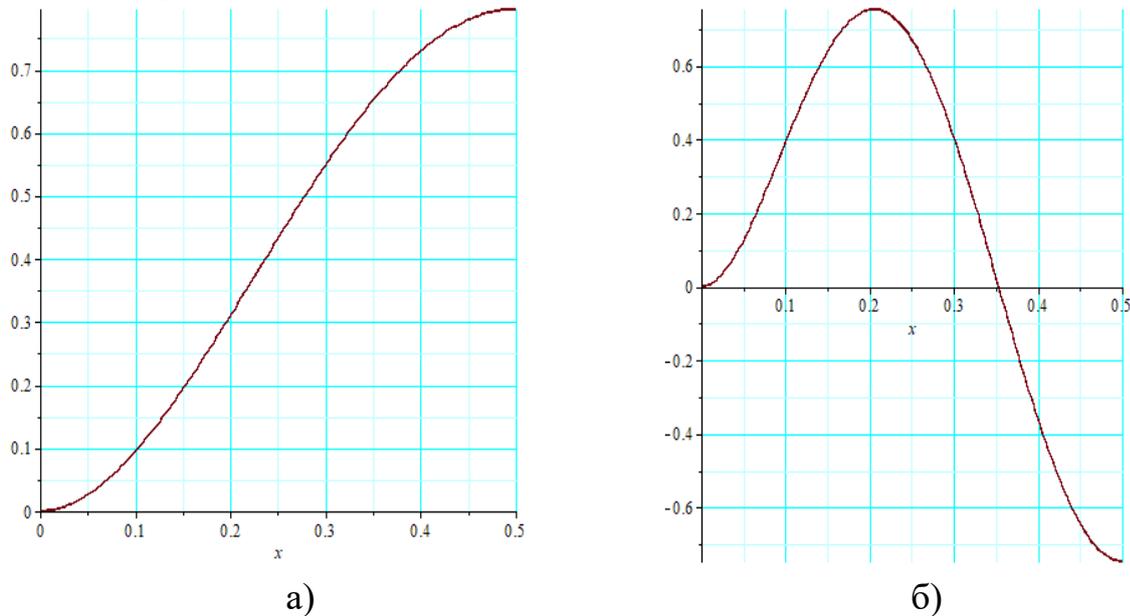


Рисунок 3. Графики собственных форм колебаний – (13) и (14).

На рисунке 3 графики собственных форм колебаний (13) и (14) показаны для половины длины стержня, поскольку колебания стержня симметричны, при этом подвижный динамический гаситель расположен в середине стержня. Эти графики позволяют определить диапазоны нарастания и убывания первой собственной формы колебаний (рис. 3-а) и второй (рис. 3-б).

В третьей главе диссертации, озаглавленной «Динамика колебаний стержня с линейными упругими характеристиками в сочетании с подвижного динамическим гасителем с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа», исследуется динамика поперечных колебаний стержня с линейными упругими характеристиками в сочетании с подвижного динамическим гасителем с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа. Определено аналитическое выражение передаточной функции, на основе которого получены необходимые соотношения для определения оптимальных параметров динамического гасителя.

Система дифференциальных уравнений движения колебаний стержня с линейными упругими характеристиками в сочетании с подвижного динамическим гасителем с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа имеет следующий вид:

$$\ddot{q}_i + p_i^2 q_i - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))) \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \quad (15)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \left(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))\right) \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2},$$

где $\theta_1, \theta_2 = \theta_{22} \text{sign}(\omega)$ – постоянные коэффициенты, зависящие от упругодиссипативных свойств материала динамического гасителя и определяемые по петли гистерезиса; $f(\zeta_{ot})$ – декремент колебаний; D_0, D_1, \dots, D_n – экспериментально определяемые параметры узла гистерезиса и зависящие от демпфирующих свойств материала динамического гасителя.

Для определения оптимальных параметров динамического гасителя колебаний используем метод Ден Гартога. При этом для абсолютной величины передаточной функции получаем следующее соотношение:

$$\begin{aligned} & \left[(1 + (M_0 - A_0 - 2)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{\omega^4}{p_i^4} + [-1 + (A_0 + 2)K_2 - (K_1 - 1)(A_0 + 1) \times \\ & \times (2K_2 - 1) \frac{n_0^2}{p_i^2}] \frac{n_0^2 \omega^2}{p_i^2 p_i^2} + (A_0 + 1)(2K_2 - 1)(K_1 - 1) \frac{n_0^4}{p_i^4} = 0; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & \left[(1 + (M_0 - A_0)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{\omega^4}{p_i^4} + [-1 - A_0 K_2 + (K_1 - 1)(A_0 + 1) \times \\ & \times (2K_2 + 1) \frac{n_0^2}{p_i^2}] \frac{n_0^2 \omega^2}{p_i^2 p_i^2} - (-A_0 + 1)(K_1 - 1) \frac{n_0^4}{p_i^4} = 0, \end{aligned}$$

где $K_1 = \theta_1(D_0 + f(\zeta_{ot}))$; $K_2 = \theta_2(D_0 + f(\zeta_{ot}))$.

Из полученных уравнений (16) можно определить координаты инвариантных точек на оси частот вдоль плоскости амплитуда-частота.

$$\begin{aligned} \omega_{a1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} & \left[-1 + (A_0 + 2)K_2 - (K_1 - 1)(A_0 + 1)(2K_2 - 1) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \\ & \pm \sqrt{D_a}^{\frac{1}{2}} \left[(1 + (M_0 - A_0 - 2)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right]^{-\frac{1}{2}}; \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \omega_{b1,2,3,4} = \pm \frac{p_i}{2} & \left[-[-1 - A_0 K_2 + (K_1 - 1)(A_0 + 1)(2K_2 + 1) \frac{n_0^2}{p_i^2}] \frac{n_0^2}{p_i^2} \pm \right. \\ & \left. \pm \sqrt{D_b}^{\frac{1}{2}} \left[(1 + (M_0 - A_0)K_2) \frac{n_0^2}{p_i^2} \right]^{-\frac{1}{2}} \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

Чтобы определить взаимосвязь между отношениями $\frac{n_0}{p_i}$ и $\frac{\omega}{p_i}$, построим график этих уравнений и получим параметры системы следующим образом:

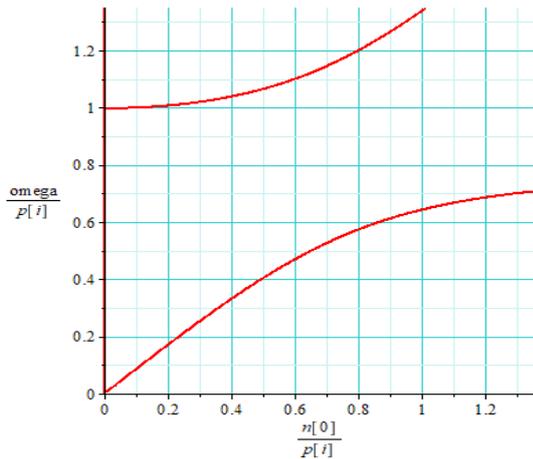


Рисунок 4. График функции $\frac{\omega}{p_i}$ как функции $\frac{n_0}{p_i}$, определяемой уравнением (16)

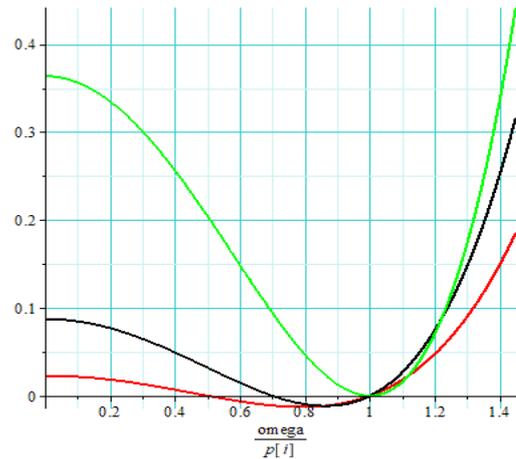


Рисунок 5. График функции, определяемой уравнением (16), как функции $\frac{\omega}{p_i}$ ($\frac{n_0}{p_i} = 0.5; 0.7; 1.0$ (красный; черный; зеленый)).

$$\mu = 0.1; \mu_0 = 4.006114863; d_i = 0.7319065894; \theta_{20} = \frac{1}{\pi};$$

$$A_0 = d_i \mu \mu_0 u_{i0} = -0.2055342254; M_0 = \mu \mu_0 u_{i0}^2 = 0.01968491707.$$

На рисунке 4 представлен график изменения функции $\frac{\omega}{p_i}$ в зависимости от $\frac{n_0}{p_i}$, определяемый уравнениями (16). Из этих графиков видно, что при $0 < \frac{n_0}{p_i} < 0.18$ отношение $\frac{\omega}{p_i}$ принимает значения, равные единице. В этом диапазоне отношения $\frac{n_0}{p_i}$ и указанных выше значений параметров частоты p_i и ω сближаются. В результате наблюдается рост амплитуд. При $0.18 \leq \frac{n_0}{p_i}$ отношение $\frac{\omega}{p_i}$ не принимает значений, равных единице. В этом диапазоне отношения $\frac{n_0}{p_i}$ и указанных выше значений параметров роста амплитуд не наблюдается. Поэтому для данного случая целесообразно принять отношение $\frac{n_0}{p_i}$ в интервале $[0,18;1,0]$.

Графики на рисунке 5 показывают изменение функции $\frac{\omega}{p_i}$, определяемой уравнением (16), в зависимости от отношения частот $\frac{n_0}{p_i} = 0,5; 0,7; 1,0$ (красный; черный; зеленый). Из этих графиков можно сделать вывод, что при уменьшении отношения $\frac{n_0}{p_i}$ на единицу значения отношения $\frac{\omega}{p_i}$ также уменьшаются на единицу, а нули функции увеличиваются на единицу и становятся двумя. Следовательно, учитывая, что эта функция представляет собой знаменатель в амплитудно-частотной характеристике, приближение этой функции к нулевому значению вызывает резонанс. Следовательно, для выбранного значения параметров значение $\frac{n_0}{p_i} = 1,0$ обуславливает одно большое значение амплитуды. В случае $\frac{n_0}{p_i} = 0,5; 0,7$ возникают два больших значения амплитуды.

В четвертой главе диссертации, озаглавленной «**Динамика совместных колебаний упругодиссипативного стержня гистерезисного типа и подвижного динамического гасителя колебаний**», исследуется динамика совместных колебаний упругодиссипативного стержня гистерезисного типа и подвижного упругодиссипативного динамического гасителя колебаний гистерезисного типа.

Дифференциальное уравнение движения рассматриваемого стержня, защищенного от колебаний, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} & \ddot{q}_i + \left\{ (1 + C_0(-\eta_1 + j\eta_2))p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}}(-\eta_1 + j\eta_2) \times \right. \\ & \times \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx \left. \right\} q_i - \\ & - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0} (1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot}))) \zeta H\left(\frac{1}{v} - t\right) = -d_i \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}; \end{aligned} \quad (19)$$

$$u_{i0} \ddot{q}_i + \ddot{\zeta} + n_0^2 \left(1 + (-\theta_1 + j\theta_2)(D_0 + f(\zeta_{ot})) \right) \zeta = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2}.$$

Выражение для абсолютного ускорения стержня, защищенного от рассматриваемых колебаний, представляющее собой отношение выражения для искомого ускорения к выражению для ускорения основания, можно записать следующим образом:

$$W_i(j\omega, x) = 1 + u_i \omega^2 \frac{A_1 + jA_2}{B_1 + jB_2}, \quad (20)$$

где

$$\begin{aligned} A_1 &= -\omega^2 + (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot}))); \\ A_2 &= (1 + d_i \mu \mu_0 u_{i0}) n_0^2 \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot})); A_3 = (-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \\ & - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx) d_i + u_{i0} \omega^2; \\ A_4 &= d_i \eta_2 (C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx); \\ B_1 &= [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \times \\ & \times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] [-\omega^2 + n_0^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot})))] - \\ & - \eta_2 [C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx] \times \\ & \times n_0^2 (1 + \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot}))) - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0}^2 \omega^2 (1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot}))); \\ B_2 &= [-\omega^2 + (1 - \eta_1 C_0) p_i^2 - \eta_1 \frac{3EI}{\rho Ad_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k(k+3)} \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx \Big] n_0^2 \left(1 + \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot})) \right) + \\ & + \eta_2 \left[C_0 p_i^2 + \frac{3EI}{\rho A d_{2i}} \sum_{k=1}^n C_k q_{ia}^k \frac{h^k}{2^k (k+3)} \int_0^l u_i \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \left| \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right|^k \right) dx \right] \times \\ & \times \left[-\omega^2 + n_0^2 \left(1 - \theta_1 (D_0 + f(\zeta_{ot})) \right) \right] - \mu \mu_0 n_0^2 u_{i0}^2 \theta_2 (D_0 + f(\zeta_{ot})) \omega^2. \end{aligned}$$

Выражение (20) представляет собой передаточную функцию поперечных колебаний гистерезисного упругодиссипативного стержня и подвижной динамического гасителя колебаний с гистерезисной упругодиссипативной характеристикой. Это выражение позволяет оценить эффективность подвижной динамического гасителя колебаний с гистерезисной упругодиссипативной характеристикой и определить оптимальные параметры динамического гасителя колебаний.

$$d_1 = 0.3183098862; d_2 = 0.25; d_i = 1.273239545; \mu = 0.1; \mu_0 = 2.0$$

$$u_{i0} = u_{10} = 1; I = 1.066666667 \cdot 10^{-10} m^4; \varepsilon p_0 = 10^{-\frac{5}{2}} m.$$

Построим график амплитудно-частотной характеристики системы.

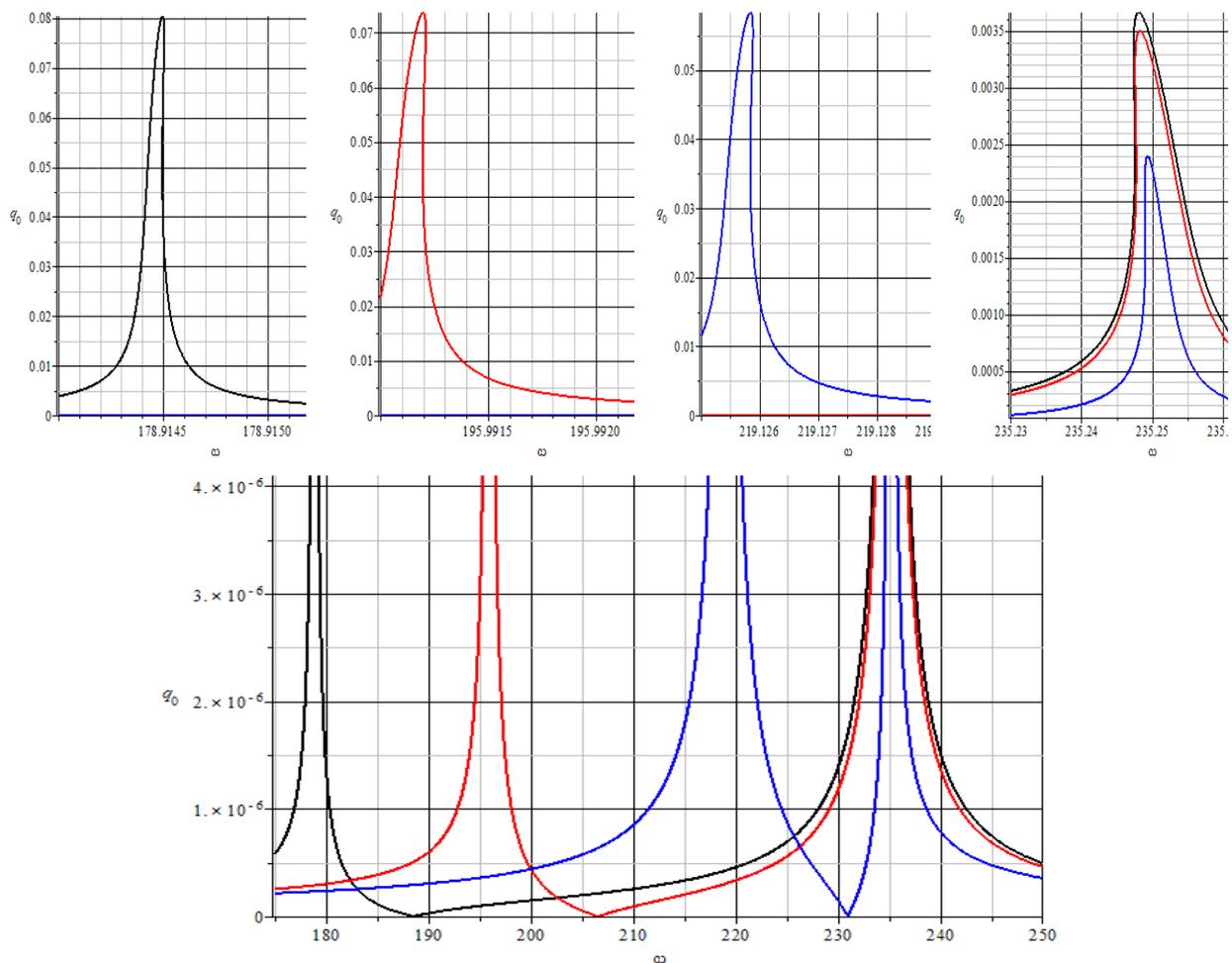


Рисунок 6. Амплитудно-частотная характеристика ($x_0 = 0.125$ м).

На рисунке 6 показано изменение амплитудно-частотной характеристики точки установки динамического гасителя при поперечных колебаниях стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа с подвижным динамическим гасителем в точке $x_0 = 0.125$ м. Из этих графиков видно, что с увеличением жесткости динамического гасителя его частота приближается к собственной частоте стержня, а резонансная кривая смещается слева направо по оси частот ($c = 10 \cdot 10^2 \frac{H}{M}$ (черный), $c = 12 \cdot 10^2 \frac{H}{M}$ (красный), $c = 15 \cdot 10^2 \frac{H}{M}$ (синий)). При этих значениях жесткости максимальные амплитуды вблизи резонансной частоты составляют $q_0 = 0.0036; 0.0035; 0.0024$ м соответственно. Отсюда можно сделать вывод, что для точки $x_0 = 0.125$ м значение $c = 15 \cdot 10^2 \frac{N}{m}$ является оптимальным значением жёсткости динамического гасителя колебаний.

В момент времени $t=2$ с подвижный динамический гаситель колебаний находится в точке $x_0=0,25$ м стержня. На основании значений указанных выше параметров строим график амплитудно-частотной характеристики системы.

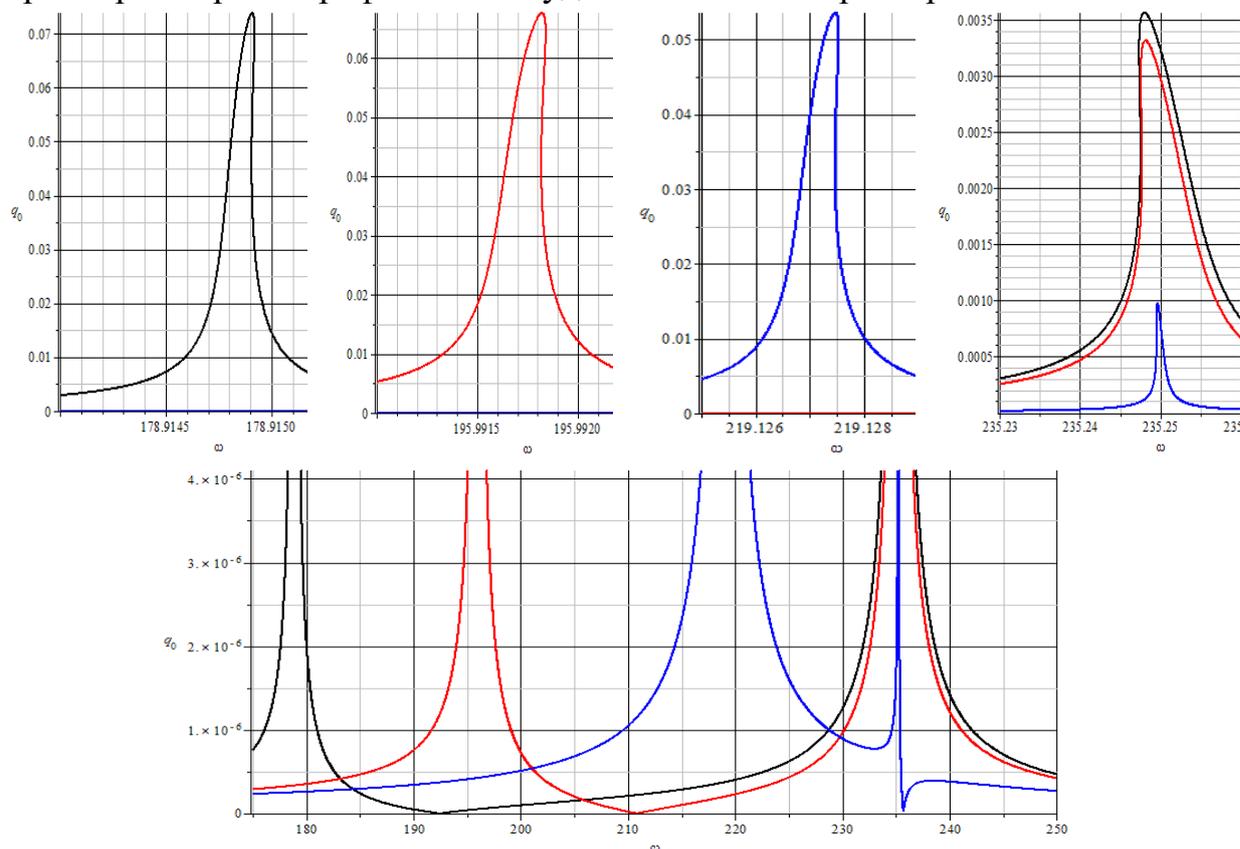


Рисунок 7. Амплитудно-частотная характеристика ($x_0 = 0.25$ м).

На рисунке 7 показано изменение амплитудно-частотной характеристики точки установки динамического гасителя при поперечных колебаниях стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа с подвижным динамическим гасителем в точке $x_0 = 0.25$ м. Из этих графиков видно, что с увеличением жесткости динамического гасителя его частота приближается к собственной частоте стержня, как и в точке $x_0 = 0.125$ м, а

резонансная кривая смещается слева направо по оси частот ($c = 10 \cdot 10^2 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ (черный), $c = 12 \cdot 10^2 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ (красный), $c = 15 \cdot 10^2 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ (синий)). При этих значениях жесткости максимальные амплитуды вблизи резонансной частоты составляют $q_0 = 0.0036; 0.0033; 0.00099$ м соответственно. Отсюда можно сделать вывод, что оптимальным значением жесткости динамического демпфера является значение $c = 15 \cdot 10^2 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$.

ВЫВОДЫ

На основании проведенных исследований для диссертации на соискание ученой степени доктора философии (PhD) по теме «Оценка динамики колебаний стержня в сочетании с подвижным динамическим гасителем» сделаны следующие выводы:

1. Проведено математическое моделирование поперечных колебаний виброзащищенного стержня в следующих случаях:

- разработана математическая модель совместных колебаний стержня с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа и подвижной динамического гасителя с линейно-упругой характеристикой;

- разработана математическая модель совместных колебаний стержня с линейно-упругой характеристикой и подвижной динамического гасителя с упругодиссипативной характеристиками гистерезисного типа;

- разработана математическая модель совместных колебаний стержня и подвижного динамического гасителя с упругодиссипативной характеристикой гистерезисного типа.

2. Определено аналитическое выражение передаточной функции по поперечным колебаниям виброзащищенного стержня в зависимости от параметров и переменных системы. При этом проанализированы случаи, когда демпфирующие свойства материала стержня и упругого элемента подвижного динамического гасителя были гистерезисными и линейно-упругими. Для каждого случая проанализировано изменение абсолютной величины передаточной функции в зависимости от параметров системы и показана эффективность подвижного динамического гасителя в гашении вредных колебаний стержня.

3. Разработан метод определения оптимальных параметров динамического гасителя колебаний при совместных поперечных колебаниях стержня с упругодиссипативными характеристиками гистерезисного типа и подвижного динамического гасителя колебаний, и на основе численного анализа даны рекомендации по определению этих оптимальных параметров. Проанализированы также частные случаи, когда демпфирующие свойства материала стержня и упругого элемента подвижного динамического гасителя колебаний являются гистерезисными и линейно-упругими.

4. При совместных колебаниях стержня и подвижных динамических гасителей колебаний аналитически и численно проанализированы соотношения между отношениями частот динамического гасителя и внешней

силы к частоте стержня, а также сделаны необходимые выводы об уменьшении амплитуд колебаний вблизи резонансной частоты.

5. Показано, что применение подвижного динамического гасителя колебаний стержня отличается от других типов динамических гасителей колебаний. В частности, показано, что один подвижный динамический гаситель колебаний эффективен при гашении колебаний не только первой, но и второй и третьей форм колебаний.

6. Достоверность полученных результатов подтверждается тем, что они воспроизводят результаты, приведенные в литературе для частных случаев.

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

**SAMARKAND STATE ARCHITECTURAL AND CONSTRUCTION
UNIVERSITY NAMED AFTER MIRZO ULUG‘BEK**

YULDOSHOVA ZARNIGOR SAYFULLO QIZI

**EVALUATION OF THE DYNAMICS OF BEAM VIBRATIONS
COMBINED WITH A MOVING DYNAMIC ABSORBER**

01.02.01 – Theoretical Mechanics

**Abstract of the dissertation of
Doctor of Philosophy (PhD) in Physics and Mathematics**

Bukhara – 2026

The topic of the dissertation of Doctor of Philosophy (PhD) is registered in the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan for. B2025.3. PhD/FM1355.

The dissertation was carried out at the Samarkand University of Architecture and Civil Engineering named after Mirzo Ulugbek.

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

Scientific supervisor:

Khodjabekov Muradjon Usarovich
Doctor of physical and mathematical sciences, associate professor

Official opponents:

Indiaminov Ravshan Shukurovich
Doctor of physical and mathematical sciences, professor

Xaydarov Ilxom Qudratovich
Doctor of Physical and Mathematical Sciences

Leading organization:

Tashkent State Technical University named after Islam Karimov

Defense will take place «27» february 2026 at 15:00 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 № 489) (Address: 200100 Qayum Murtozayev street, Bukhara, Phone: (+99865) 223-78-84.).

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

(Mailing report № 20 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 aim of the study. The purpose of the study is to mathematically model and evaluate the dynamics of transverse vibrations of a beam with a hysteresis-type elastic dissipative characteristic in combination with a dynamic absorber with a moving hysteresis-type elastic dissipative characteristic.

The object of the study is a hysteresis-type elastic dissipative beam and a moving dynamic absorber.

The subject of the study is the mathematical modeling of transverse vibrations of a vibration-protected beam and the analytical determination and analysis of the transfer function depending on the system parameters.

Research methods. In the research process, theoretical and analytical mechanics, the theory of vibrations and optimization, differential equations, and functional analysis methods were used.

The scientific novelty of the research is as follows:

A mathematical model of transverse vibrations of a beam with elastic dissipative characteristics of the hysteresis type in combination with a dynamic absorber with elastic dissipative characteristics of the moving hysteresis type was developed;

The transfer function in transverse vibrations of a beam with elastic dissipative characteristics of the moving hysteresis type was determined analytically depending on the system parameters;

A methodology for determining the optimal parameters of a dynamic absorber in transverse vibrations of a beam with elastic dissipative characteristics of the moving hysteresis type was developed;

The effectiveness of the dynamic damper in suppressing harmful vibrations of the beam at various points during its motion has been determined for different values of the system parameters;

A numerical analysis algorithm has been developed to evaluate the dynamics of a vibration-protected beam at different values of the system's design parameters and variables.

Reliability of the research results. The reliability of research results is revealed by comparing them with the production of previously known results in specific cases.

Publication of research results. 13 scientific works related to the dissertation have been published, of which 8 scientific articles have been published in scientific publications recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for publication of the main scientific results of doctoral dissertations, including 6 in republican and 2 in foreign journals, 5 scientific works have been published in scientific journals in the field, in the proceedings of scientific and scientific-technical conferences has been received.

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 101 pages.

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

I bo'lim (I часть; part I)

1. Xodjabekov M.U., Yuldoshova Z. Sterjenning harakatlanuvchi dinamik so'ndirgich bilan birgalikdagi tebranishlarini matematik modellashtirish masalasi // Urganch Davlat Universiteti Ilm sarchashmalari – 2023. – №12/1. 6-10 betlar. (01.00.00, №12)

2. Xodjabekov M.U., Yuldoshova Z. Tebranishlardan himoyalalanuvchi sterjenni matematik modellashtirish // Ilmiy xabarnoma – Научный вестник (Scientific Bulletin. Physical and Mathematical Research), 2023, № 5 (2), 62-65 betlar. Andijon Davlat Universiteti, (01.00.00, №13)

3. Xodjabekov M.U., Yuldoshova Z. Колебания стержня с подвижным динамическим гасителем // Проблемы механики, 2025, №2, с. 24-34. Издательство институт Механика АН РУз. (01.00.00, №4)

4. Yuldoshova Z. Determination of optimal parameters of an elastic beam with a dynamic absorber in vibrations // Buxoro davlat universiteti ilmiy axboronomasi. 6/2025, 197-200 betlar. (01.00.00, №3)

5. Yuldoshova Z. Analysis of the vibrations of a beam with a moving hysteretic elastic dissipative dynamic absorber // Innovations in Science and Technologies. Vol. 2. No. 6. 2025. pp 430-439. (01.00.00, №(14) ResearchBib, (40) ResearchGate)

6. Yuldoshova Z. The problem of optimizing the parameters of a beam and a mobile dynamic absorber in the combined vibrations // Innovations in Science and Technologies. Vol. 2. No. 6. 2025. pp. 421-429. (01.00.00, №(14) ResearchBib, (40) ResearchGate)

7. Yuldoshova Z. Amplitude-frequency characteristics of a beam with hysteresis-type elastic dissipative property and a moving dynamic absorber // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, vol. 9. ISSN 2310-5607, 2025. pp. 42-49. (01.00.00, №(35) CrossRef)

8. Yuldoshova Z. Optimal parameters of dynamic absorber for the vibrations of the beam with moving dynamic absorber // Central Asian Journal of Mathematical Theory and Computer Science, vol. 7. E-ISSN: 2660-5317, pp 14-25. 2025. (01.00.00, №(12) Index Copernicus, (35) CrossRef)

II bo'lim (II часть; part II)

9. Yuldoshova Z. Stejen va chiziqli elastik xarakteristikali dinamik so'ndirgichning birgalikdagi tebranishlarida uzatish funksiyasini aniqlash // "Me'morchilik va qurilish muammolari" ilmiy jurnali, 2025-yil, №1, 34-37-betlar. Samarqand davlat arxitektura qurilish universiteti, ISSN 2901-5004, Guvohnoma №00757. 2000.31.01. (05.00.00, №14)

10. Yuldoshova Z. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichning birgalikdagi tebranishlarida uzatish

funksiyasi // “Qurilish va Muhandislik: Innovatsiya, Texnika va Texnologiya, boshqa sohalar bilan integratsiyasi” mavzusidagi respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi, 2025 yil 1-may, 74-77 betlar, O'zbekiston, Qoraqalpog'iston Respublikasi, Nukus Shahri, Sh.Abdirov Ko'chasi №1 Uy.

11. Yuldoshova Z. Gisterezis tipidagi elastik dissipativ xarakteristikali sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichning birgalikdagi tebranishlarining matematik modeli // “Qurilish va Muhandislik: Innovatsiya, Texnika va Texnologiya, boshqa sohalar bilan integratsiyasi” mavzusidagi respublika ilmiy-amaliy konferensiyasi, 2025 yil 1-may, 78-82 betlar, O'zbekiston, Qoraqalpog'iston Respublikasi, Nukus Shahri, Sh.Abdirov Ko'chasi №1 Uy.

12. Yuldoshova Z. Tebranishlardan himoyalovchi sterjenning tebranishlarida dinamik so'ndirgichning optimal parametrlarini aniqlash // “Zarafshon vohasini kompleks innovatsion rivojlantirish yutuqlari, muammolari va istiqbollari” VI - xalqaro ilmiy-amaliy anjumani materiallari, 24-25 Sentyabr, 2025. 143-145 betlar. Navoiy, O'zbekiston.

13. Yuldoshova Z. Sterjen va harakatlanuvchi dinamik so'ndirgichning birgalikdagi ko'ndalang tebranishlari tahlili // “Science, education, innovation: modern tasks and prospects” International conference materials. 5-October-2025. pp 74-78. Rome, Italy.

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

Bosishga ruxsat etildi: 03.02.2026 yil. Bichimi 60x84 1/16 , «Times New Roman» garniturada raqamli bosma usulida bosildi. Shartli bosma tabog‘i 3,0.
Adadi: 100 nusxa. Buyurtma №68

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

